

UNESP
FACULDADE DE ENGENHARIA DO CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

GUARATINGUETÁ
2013

CÉSAR ALEJANDRO QUISPE GONZÁLES

INVESTIGAÇÃO DE INJETORES TIPO Y E EFERVESCENTES PARA A ATOMIZAÇÃO
DA MISTURA DE GLICERINA E ETANOL.

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia do
Campus de Guaratinguetá, Universidade
Estadual Paulista, para a obtenção do título de
Doutor em Engenharia Mecânica na área de
Transmissão e Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Junior

Co-orientador: Prof. Dr. Fernando de Souza Costa

Guaratinguetá

2013

G643i González, César Alejandro Quispe
Investigação de injetores tipo y e efervescentes para a atomização da
mistura de glicerina e etanol / César Alejandro Quispe González -
Guaratinguetá : [s.n.], 2013.
232 f. : il.
Bibliografia: f. 215-230

Tese (doutorado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de
Engenharia de Guaratinguetá, 2013.
Orientador: Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Junior
Coorientador: Prof. Dr. Fernando de Souza Costa

1. Atomização 2. Glicerina 3. Injetores 3. I. Título

CDU 532.5(043)

CÉSAR ALEJANDRO QUISPE GONZÁLES

ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA"

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Edson Coêchieri Botelho
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOÃO ANDRADE DE CARVALHO JUNIOR
Orientador / UNESP/Feg


Prof. Dr. LUIZ ROBERTO CARROCCI
UNESP/Feg


Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA
UNESP/Feg


Prof. Dr. PEDRO TEIXEIRA LACAVA
ITA


Prof. Dr. MARCIO TEIXEIRA MENDONÇA
CTA/IAE

Julho de 2013

DADOS CURRICULARES

CÉSAR ALEJANDRO QUISPE GONZÁLES

NASCIMENTO	12/03/1959- Magdalena del Mar / Lima / PERU
FILIAÇÃO	Alejandro Quispe Livisaca Benita Gonzáles Allca
1982/1988	Graduado em Engenharia Mecânica Universidade da Amizade dos Povos, Moscou / URSS
2008/2009	Curso de Pós-Graduação em Engenharia e Tecnologia Espaciais, no Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais.
2009/2013	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Doutorado, na Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

À minha esposa, filhos, pais e irmãos, com todo o meu amor.

AGRADECIMENTOS

À CAPES, através do programa Pro-Engenharias 88/2008, pela concessão de uma bolsa de estudos.

Agradeço à minha família, por todo apoio e por me ajudarem a superar as adversidades impostas pela vida. A minha esposa e filha, por toda felicidade que sempre me proporcionaram.

Agradeço ao meu orientador, o Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Junior, por ter acreditado em mim, por sua dedicação, sua generosidade e pelo incentivo durante todo o meu curso de doutorado.

Sou muito grato também ao Prof. Dr. Fernando de Souza Costa, pelo auxílio a mim dispensado, por sua amizade e pelo seu interesse pelo desenvolvimento deste estudo.

À equipe do INPE, que participaram como auxiliares deste estudo, obrigado por viabilizá-lo, da qual recebi total apoio quanto às instalações e equipamentos necessários para o desenvolvimento desta pesquisa. Aos funcionários do prédio de ensaios do LCP/INPE, em especial, ao José Carlos de Andrade, ao Dr. Ely Vieira Cortez e ao Francisco Carlos N. de Almeida pelo apoio técnico e experimental prestados.

Agradeço aos companheiros e amigos do alojamento do INPE, com quem vivi quase o tempo todo de meu doutorado. Agradeço de maneira muito especial, a Luis Thiago Lucci pelo carinho e ajuda, por me acolher em sua casa como membro de sua família. Agradeço também a Israel, Max, Roger e demais colegas da pós-graduação do INPE.

Agradeço também a meu colega Andrés, pela grande ajuda dada com meus tramites documentários na FEG.

Enfim, agradeço a todos que sempre torceram por mim, principalmente ao Prof. Dr. Andrés Valderrama Romero (in memorian), grande companheiro e amigo de caminhada.

Exige muito de ti e espera pouco dos outros. Assim, evitarás muitos desgostos.

Confúcio

QUISPE GONZÁLES, C. A. **Investigação de injetores tipo Y e efervescentes para a atomização da mistura de glicerina e etanol.** 2012. 231 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

RESUMO

A combustão é um processo que pode consumir grandes quantidades de glicerol bruto sem requerer purificação nenhuma. No entanto, a queima do glicerol bruto não é fácil, devido, entre outras razões, à sua alta viscosidade, que dificulta o processo de atomização. O objetivo deste trabalho é realizar um estudo teórico-experimental de dois tipos de injetores para a atomização de líquidos viscosos, como o caso da mistura de glicerina + etanol. Foram projetados e construídos dois protótipos de injetor para a realização de testes comparativos: um injetor tipo Y e um injetor efervescente. Água, óleo diesel e mistura de glicerina + etanol foram usados como líquidos de teste, enquanto que ar e hélio são utilizados como gases de atomização. Para os dois atomizadores foram determinados os coeficientes de descarga, os ângulos de cone do spray e diâmetro representativo das gotas do spray. Também foram estudados os efeitos da pressão de operação e das vazões mássicas do líquido e gás de atomização sobre o desempenho do injetor. Para o injetor tipo Y, foi realizada uma análise teórica do efeito da pressão na câmara de mistura e da substituição do gás de atomização no diâmetro médio das gotas. É avaliada a equação de Wigg para determinar o diâmetro médio das gotas. Para o injetor efervescente, são avaliadas a influência da geometria e a localização dos orifícios de aeração, assim como o diâmetro do orifício de descarga sob as diferentes condições de operação.

PALAVRAS-CHAVE: Atomização da glicerina, atomização, spray, injetor tipo Y-Jet, injetor efervescente, SMD.

QUISPE GONZÁLES, C. A. **Investigation of Y-Jet and effervescent nozzles for atomization of glycerin + ethanol mixture**, 231 f. (Doctorate in Mechanical Engineering) - College of Engineering Campus Guaratingueta, Universidade Estadual Paulista, Guaratingueta, 2013.

ABSTRACT

Combustion is a process which can consumes large amounts of crude glycerol without requiring any purification. However, the burning of crude glycerol is not easy due, among other reasons, to the high viscosity, which hinders of the atomization process. The objective of this work is to perform a theoretical and experimental study of two type nozzles to atomize viscous liquids, such as the case of glycerin + ethanol mixture. Two prototype injectors were designed and built for comparative testing: Y-jet nozzle and effervescent atomizer. Water, diesel and a glycerin + ethanol mixture were used as testing liquids; whereas air and helium were used as atomization gases. For two atomizers were determined the discharge coefficients, spray cone angles and the average droplet diameters of the produced sprays. Also were studied the effects of operating pressure and mass flow rates of liquid and gas on the injector performance. For the Y-jet nozzle, was performed a theoretical analysis the pressure effect in the mixing chamber, as well as substitution of the atomization gas on the average droplet diameter. The Wigg`s equation is evaluated to determine the average droplet diameter. For the effervescent nozzle, were evaluated the influence of the geometry and localization of the aeration holes, as well as the diameter of the final discharge orifice, under different operating conditions.

KEYWORDS: Glycerin atomization, atomization, spray, Y-Jet nozzle, effervescent atomizer, SMD.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Produtos e rendimentos da transesterificação.....	23
Figura 1.2 - Tipos de glicerina e seu processo de obtenção.....	24
Figura 1.3 - Produção mundial de glicerol.....	26
Figura 1.4 - Preços de mercado e volumes de produção de glicerol refinado e bruto....	27
Figura 1.5 - Flutuações do preço de glicerol na Europa.....	28
Figura 1.6 - Uso tradicional do glicerol com valores médios de todo o mundo.....	30
Figura 2.1 - Estrutura da molécula do glicerol.....	36
Figura 2.2 - Viscosidade dinâmica da glicerina relacionada à temperatura.....	38
Figura 2.3 - Viscosidade do glicerol e soluções aquosas de glicerol.....	38
Figura 2.4 - Protótipo de um atomizador mecânico.....	46
Figura 2.5 - Padrões universais do <i>spray</i> em processos de atomização.....	49
Figura 2.6 - Penetração, ângulo do cone e cobertura do <i>spray</i>	50
Figura 2.7 - Mecanismo de formação de gotas no injetor tipo Y.....	56
Figura 2.8 - Mecanismos da atomização em injetores do tipo Y.....	57
Figura 2.9 - Esquema geométrico do projeto do injetor tipo Y.....	60
Figura 2.10 - Esquema e projeto do injetor tipo Y.....	63
Figura 2.11 - Vistas do injetor tipo Y construído.....	64
Figura 2.12 - Tipos de projetos de atomizadores efervescentes.....	67
Figura 2.13 - Esquema da produção do <i>spray</i> na atomização efervescente.....	68
Figura 2.14 - Variáveis dependentes e independentes na atomização efervescente.....	70
Figura 2.15 - Aspectos da geometria interna do atomizador.....	71
Figura 2.16 - Tipos de perfis do orifício de saída do atomizador efervescente.....	73
Figura 2.17 - Regimes de fluxo bifásico para mistura de ar-água em condutos horizontais.....	75
Figura 2.18 - Esquema da geometria do injetor efervescente.....	78
Figura 2.19 - Plano da geometria do injetor efervescente.....	80
Figura 2.20 - Protótipo de injetor efervescente.....	82
Figura 3.1 - Esquema do escoamento isotérmico.....	88
Figura 3.2 - Esquema de cálculo para uma válvula.....	92

Figura 3.3 - Esquema da linha do gás de atomização e do injetor tipo Y.....	94
Figura 3.4 - Variação de parâmetros na saída do bocal: a) variação da contrapressão; b) variação da vazão mássica.....	94
Figura 3.5 - Esquema da linha de combustível líquido.....	96
Figura 3.6 - Vazão mássica do líquido e gás no injetor tipo Y.....	97
Figura 3.7 - Esquema para o cálculo do coeficiente de descarga.....	98
Figura 3.8 - Transformação de energia e ponto de operação na linha de injeção do injetor.....	100
Figura 3.9 - Principais características do fluxo através de uma expansão brusca.....	103
Figura 3.10 - Esquema de cálculo para a expansão brusca do injetor tipo Y.....	105
Figura 3.11 - Esquema para a análise da função K	107
Figura 3.12 - Queda de pressão de estagnação na expansão brusca do injetor Y ($k = 1,4$).....	109
Figura 3.13 - Queda de pressão de estagnação na expansão brusca do injetor Y ($k = 1,3$)	109
Figura 3.14 - Queda de pressão através de um injetor tipo Y: a) através da câmara de mistura; b) entre a saída do bocal e o ponto de mistura do injetor.....	111
Figura 4.1 - Esquema da bancada experimental.....	124
Figura 4.2 - Escoamento do gás ao longo do sensor MEMS.....	127
Figura 4.3 - Medidor de vazão mássica Brooks, serie 4800 (40 SLPM).....	127
Figura 4.4 - Rotâmetro Omel para medição da vazão do líquido.....	128
Figura 4.5 - Curva de calibração do rotâmetro para a água.....	130
Figura 4.6 - Sensor de vazão Equiflow com componentes de trabalho.....	130
Figura 4.7 - Curva de calibração do sensor de vazão para a água.....	132
Figura 4.8 - Sistema de difração laser Spraytec Malvern 2007.....	134
Figura 4.9 - Padrões da dispersão de luz observada para uma partícula maior e uma partícula pequena.....	136
Figura 4.10 - Sistema de difração laser Spraytec da empresa Malvern.....	138
Figura 4.11 - Definição da distância de trabalho para um sistema de difração laser.....	139
Figura 4.12 - Medição da massa de um volume de líquido com o picnômetro.....	140
Figura 4.13 - Arranjo experimental para a medição da tensão superficial.....	142

Figura 4.14 - Viscosímetro de Ostwald.....	143
Figura 5.1 - Dependência da vazão mássica da água destilada e da mistura 60% etanol + 40% glicerina com a pressão de injeção do líquido.....	151
Figura 5.2 - Dependência da vazão mássica e da velocidade de injeção do gás de atomização com a pressão de injeção do gás.....	152
Figura 5.3 - Dependência do número de Mach, razão p_g/p_{0g} e da pressão de estagnação do escoamento do gás de atomização com a pressão de injeção.....	154
Figura 5.4 - Dependência da velocidade de injeção do gás na seção de saída do bocal com a pressão de injeção.....	156
Figura 5.5 - Dependência do número de Mach do gás na seção de saída do bocal com a pressão de injeção.....	157
Figura 5.6 - Dependência da vazão de líquido e de gás com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $p_l = const$	159
Figura 5.7 - Dependência da velocidade do gás e do número de Mach na saída do bocal com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $p_l = const$	160
Figura 5.8 - Dependência da vazão de líquido e de gás com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $p_l = const$	161
Figura 5.9 - Dependência da velocidade e do número de Mach do gás com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $p_l = const$	162
Figura 5.10 - Dependência da vazão de gás e a pressão de injeção do gás com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $\dot{m}_l = const$	163
Figura 5.11 - Dependência da velocidade e do número de Mach do gás na saída do bocal com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $\dot{m}_l = const$	163
Figura 5.12 - Dependência da vazão de gás e a pressão de injeção do gás com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $\dot{m}_l = const$	164
Figura 5.13 - Dependência da velocidade e do número de Mach do gás na saída do bocal com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $\dot{m}_l = const$	165
Figura 5.14 - Dependência da vazão de gás, vazão de líquido e a pressão de injeção do	

gás com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $p_g = const$	166
Figura 5.15 - Dependência da vazão de líquido, velocidade e pressão de injeção do gás com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $\dot{m}_g = const$	166
Figura 5.16 - Dependência dos parâmetros operacionais com a pressão de injeção do gás, quando a pressão de pressurização do tanque de combustível é p_{atm} .	169
Figura 5.17 - Dependência dos parâmetros operacionais com a pressão de injeção do gás, com pressão de pressurização do tanque de $p = 200$ kPa	170
Figura 5.18 - Influência da razão GLR na formação de um <i>spray</i> no injetor tipo Y.....	172
Figura 5.19 - Curva GLR em função da pressão de injeção do gás.....	174
Figura 5.20 - Curva GLR em função da pressão de injeção do gás, com $p_l = const$	174
Figura 5.21 - Curva GLR em função da vazão do líquido, sob a condição $p_l = const$..	175
Figura 5.22 - Curva GLR em função da pressão de injeção do gás com $p_l = const$	176
Figura 5.23 - Curva GLR em função da pressão de injeção do líquido com $\dot{m}_l = const$	177
Figura 5.24 - Curva GLR em função da pressão de injeção do gás com $p_g = const$	178
Figura 5.25 - Curva característica $\Delta p - Q$ da linha de combustível, injetor e sistema....	179
Figura 5.26 - Coeficiente de descarga do injetor tipo Y.....	180
Figura 5.27 - Coeficiente de descarga do injetor tipo Y para mistura de glicerina.....	181
Figura 5.28 - Variação do coeficiente de descarga em função do GLR	183
Figura 5.29 - Influência da pressão de injeção do gás no diâmetro médio das gotas.....	184
Figura 5.30 - Influência da pressão de injeção do líquido no diâmetro médio das gotas.	185
Figura 5.31 - Influência da pressão de injeção do gás no D das gotas com $\dot{m}_l = const$..	186
Figura 5.32 - Influência da pressão de injeção do líquido no D com $\dot{m}_l = const$	186
Figura 5.33 - Influência da pressão de injeção do líquido no D com $p_g = const$	187
Figura 5.34 - Influência da razão GLR no diâmetro médio das gotas com $\dot{m}_l = const$..	188
Figura 5.35 - Influência da razão GLR no diâmetro médio das gotas com $\dot{m}_l = const$..	189
Figura 5.36 - Influência da razão GLR no diâmetro médio das gotas com $p_l = const$..	190
Figura 5.37 - Comparação do diâmetro das gotas obtidas mediante a equação de Wigg e experimentalmente.....	191

Figura 5.38 - Regime de operação do injetor efervescente.....	193
Figura 5.39 - Influência do número de fileiras dos orifícios de aeração sobre o regime do escoamento sob a condição $\dot{m}_l = const$	195
Figura 5.40 - Influência do número de fileiras dos orifícios de aeração sobre o <i>GLR</i>	196
Figura 5.41 - Influência do número de fileiras dos orifícios de aeração sobre a razão <i>GLR</i> sob a condição $\dot{m}_l = const$	198
Figura 5.42 - Influência do diâmetro do orifício de saída do injetor sobre a razão <i>GLR</i>	199
Figura 5.43 - Influência do comprimento relativo da câmara de mistura sobre a razão <i>GLR</i>	202
Figura 5.44 - Influência do número de fileiras de aeração sobre o diâmetro médio das gotas do spray para injetor efervescente (líquido: água destilada).....	204
Figura 5.45 - Figura 5.45 – Dependência do diâmetro das gotas com a razão <i>GLR</i> para injetor efervescente (líquido: mistura 60% etanol + 40% glicerina).....	205
Figura 5.46 - Influência da razão <i>GLR</i> no diâmetro das gotas do injetor efervescente, sob a condição $\dot{m}_l = const$ (mistura 60% etanol + 40% glicerina).....	206
Figura 5.47 - Influência da razão <i>GLR</i> no diâmetro médio das gotas do injetor efervescente (líquido: mistura 60% etanol + 40% glicerina).....	207
Figura 5.48 - Influência da razão <i>GLR</i> no diâmetro médio das gotas do injetor efervescente (líquido: mistura 60% etanol + 40% glicerina).....	208
Figura 5.49 - Ângulo de cone do spray dos injetores testados. Injetor tipo Y (esquerda) e injetor efervescente (direita).....	209
Figura 5.50 - Dependência da vazão e velocidade do gás na saída do bocal com a pressão de injeção (Gás hélio, líquido, óleo diesel).....	211
Figura 5.51 - Dependência do diâmetro médio das gotas com a razão <i>GLR</i> (gás: hélio, líquido: óleo diesel).....	211

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Propriedades físico-químicas do glicerol.....	37
Tabela 2.2 - Análise de três diferentes gliceróis.....	39
Tabela 2.3 - Viscosidade e PCI do glicerol obtido de diferentes matérias primas.....	40
Tabela 2.4 - Fatores que afetam o desempenho da atomização.....	53
Tabela 2.5 - Parâmetros geométricos para projetar o injetor tipo Y.....	60
Tabela 2.6 - Parâmetros geométricos do injetor de mistura interna tipo Y.....	62
Tabela 3.1 - Comparação das velocidades de diferentes gases com a velocidade do ar.....	120
Tabela 5.1 - Propriedades dos líquidos utilizados a $T = 300^{\circ}\text{K}$	147
Tabela 5.2 - Massa específica dos líquidos usados para a atomização.....	147
Tabela 5.3 - Massa específica de misturas de glicerina + etanol e do óleo diesel.....	148
Tabela 5.4 - Tensão superficial da água, mistura de glicerina + etanol e do óleo diesel	149
Tabela 5.5 - Tensão superficial da água, mistura de glicerina + etanol e do óleo diesel	150

LISTAS DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABIQUIM	Associação Brasileira da Indústria Química
ANP	Agência Nacional de Petróleo
EUA	Estados Unidos da América.
FAME	Fatty Acid Methyl Ester – Metil ester de ácidos graxos
FCC	Food Chemicals Codex – Códice de Alimentos Químicos
GFC	Controlador de fluxo gasoso (<i>Gas Flow controller</i>)
GLR	Razão mássica do gás para líquido (<i>Gas Liquid Ratio</i>)
INPE	Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais
kTon	Milhares de toneladas
MFC	Controlador de fluxo mássico (<i>Mass Flow Controller</i>)
MMD, D_{50}	Diâmetro médio de massa (<i>Mass Mean Diameter</i>)
MONG	Material orgânico no glicerol (<i>Matter Organic Non-Glycerol</i>)
MTM	Milhões de toneladas métricas
MTon	Milhões de toneladas
PC	Computador pessoal (<i>Personal computer</i>)
PID	Proporcional-integral-derivativo (<i>Proportionalintegral-derivative</i>)
PNPB	Programa Nacional de Produção e Uso de Biodiesel
SI	Sistema Internacional de unidades
SLPM	Litros padrão por minuto (<i>Standar Liter Per Minute</i>)
SMD, D_{32}	Diâmetro Médio Sauter (<i>Sauter Mean Diameter</i>)
SOP	Parâmetro de operação padrão (<i>Standard Operating Parameter</i>)
UE	União Europeia
U.S. EPA	Agência de Proteção Ambiental (<i>U.S. Environmental Protection Agency</i>)
USP	United States Pharmacopeia

LISTAS DE SÍMBOLOS

a	Velocidade do som (m/s)
A	Área (m ²)
C_D	Coefficiente de descarga (adimensional)
D_{32}	Diâmetro médio Sauter (μm)
D_{50}	Diâmetro mediano de massa (μm)
d	Diâmetro (m, mm)
GLR	Razão de vazão mássica gás/líquido (adimensional)
h	Entalpia específica (kJ/kg), altura de anelo (mm)
k	Razão de calores específicos (adimensional)
L, l	Comprimento (m, mm)
M	Número de Mach (adimensional)
\dot{m}	Vazão mássica (kg/s, g/s)
p	Pressão, (MPa, kPa)
Q	Vazão volumétrica, (m ³ /s; l/min)
q	Coefficiente de vazão (adimensional)
T	Temperatura (K)
R	Constante do gás (J/kg-K)
V	Velocidade (m/s)
Δp	Diferença de pressão (Pa, kPa)
ΔU	Velocidade relativa (m/s)
λ	Coefficiente de velocidade (adimensional)
ρ	Massa específica (kg/m ³ , g/cm ³)
σ	Tensão superficial (N/m)
η	Viscosidade dinâmica (Pa.s)
ν	Viscosidade cinemática (m ² /s)

Superíndice

* Propriedade crítica

Subíndice

0 Propriedade de estagnação, seção de saída do injetor

comb combustível

g Gás

l Líquido

1 Seção de entrada

2 Seção de saída

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	21
1.1	Justificativas do trabalho	21
1.2	Objetivos do trabalho	33
1.2.1	Objetivo geral	33
1.2.2	Objetivos específicos.....	33
1.3	Delimitação do trabalho	34
1.4	Metodologia do trabalho	34
1.5	Estrutura do trabalho	35
2.	O GLICEROL E A ATOMIZAÇÃO	36
2.1	O glicerol	36
2.1.1	O glicerol bruto e suas qualidades.....	39
2.1.2	Viscosidade e PCI do glicerol bruto.....	40
2.1.3	O glicerol bruto como combustível.....	41
2.1.4	Avaliação econômica do glicerol como combustível.....	43
2.2	Atomização e sprays.....	44
2.2.1	Tipos de atomizadores.....	45
2.2.2	Características externas do <i>spray</i>	48
2.3	Fatores que influenciam o processo de atomização.	51
2.3.1	Influência das propriedades do líquido combustível na atomização.	51
2.3.2	Influência da geometria do atomizador	52
2.3.3	Influência dos parâmetros de funcionamento.....	52
2.4	Considerações básicas para a seleção e desenho de injetores.	53
2.5	Injetores de mistura interna do tipo Y.	54
2.6	Projeto do injetor tipo Y.....	59
2.7	Injetores efervescentes	65
2.7.1	Classificação dos injetores efervescentes.....	66
2.7.2	Processo de atomização em injetores efervescentes.....	67
2.7.3	Parâmetros que influenciam no desempenho do atomizador efervescente	69
2.8	Projeto do injetor efervescente	75

3.	DESENVOLVIMENTO DA FORMULAÇÃO TEÓRICA	84
3.1	Escoamento compressível adiabático e isentrópico	84
3.2	Escoamento compressível a regime isotérmico.....	87
3.3	Fenômenos na câmara de mistura que influenciam no desempenho do injetor Y	91
3.3.1	Processo de estrangulamento na válvula de regulação.....	92
3.3.2	Efeito da pressão nas linhas de injeção do gás de atomização e do combustível.....	93
3.3.3	Coeficiente de descarga do injetor tipo Y	97
3.3.4	Efeito da expansão brusca na entrada à câmara de mistura	103
3.3.5	Influência da pressão no ponto de mistura	110
3.4	Equação de Wigg para o diâmetro médio das gotas do spray	113
3.5	Efeito da mudança das propriedades do gás de atomização.....	115
4.	DISPOSITIVOS E METODOLOGIAS EXPERIMENTAIS	123
4.1	Variáveis fundamentais para medição.....	123
4.2	Descrição da bancada experimental	124
4.3	Aparatos e dispositivos para a medição dos parâmetros do processo	126
4.3.1	Medição da vazão de gases de atomização e líquido combustível.....	126
4.3.2	Medição da pressão e da temperatura.....	132
4.3.3	Controladores e leitores de parâmetros do processo	133
4.4	Medição do diâmetro médio das gotas do <i>spray</i>	133
4.4.1	Método de difração laser.....	135
4.4.2	Distribuição do tamanho das partículas.....	136
4.4.3	Princípios do funcionamento do sistema laser Spraytec.....	137
4.5	Caracterização dos fluidos de teste	139
4.5.1	Massa específica.....	140
4.5.2	Tensão superficial.....	141
4.5.3	Viscosidade	142
5.	RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÕES	145
5.1	Propriedades dos líquidos combustíveis e gases de atomização	146
5.2	Resultados de testes do injetor tipo Y utilizando água como combustível	150
5.2.1	Influência da pressão de injeção na vazão mássica.....	150
5.2.2	Comparação do escoamento do gás sendo como isentrópico e como isotérmico	155

5.2.3	Influência dos parâmetros operacionais sobre o regime de operação	158
5.2.4	Pressão no ponto de mistura, efeito de sucção do injetor.....	168
5.2.5	Razão mássica gás/líquido (<i>GLR</i>)	171
5.2.4	Coefficiente de descarga do injetor tipo Y	178
5.2.5	Diâmetros representativos das gotas	183
5.2.6	Efeito do <i>GLR</i> sobre a distribuição do tamanho de gotas do injetor Y.....	188
5.2.7	Previsão do diâmetro de gotas. Equação de Wigg	190
5.3	Resultados de testes do atomizador efervescente	192
5.3.1	Observação de regimes de fluxo	192
5.3.2	Influência do número de filas de orifícios de aeração.....	194
5.3.3	Influência do diâmetro do orifício de saída.....	199
5.3.4	Influência do comprimento da câmara de mistura	201
5.3.5	Diâmetro médio das gotas para o injetor efervescente.....	203
5.4	Ângulo de cone e penetração do spray dos injetores testados.....	208
5.5	Previsão do diâmetro de gotas por mudança dos parâmetros operacionais	209
CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES		213
BIBLIOGRAFIA		219
APÊNDICE 1		237

1 INTRODUÇÃO

1.1 Justificativas do trabalho

O desenvolvimento dos países exige o crescimento da produção de energia e combustíveis para a movimentação das indústrias e do transporte, sendo os combustíveis fósseis a matéria prima principal para a obtenção desta energia. Mundialmente, é conhecido e aceito o fato de que os combustíveis fósseis são uma fonte de energia não renovável e, portanto, irão se esgotar.

Neste contexto, cada vez mais o preço da gasolina, diesel e derivados de petróleo tendem a aumentar e, a cada ano, o consumo aumenta e as reservas diminuem. Além do problema físico, há o problema político: onde a cada ameaça de guerra ou crise internacional, o preço do barril de petróleo dispara.

Atualmente, a maior parte da energia consumida no mundo provém dos combustíveis fósseis. Por serem limitadas as reservas de petróleo na Terra, o aumento do preço do barril de petróleo em agosto de 2008 superou a barreira do US\$ 148. A necessidade de reduzir as emissões de CO₂ resultantes da combustão de combustíveis fósseis resultou na busca de novas tecnologias para produzir novos tipos de combustíveis e aditivos para os combustíveis tradicionais (SABOURIN e HALLENBECK, 2009; STELMACHOWSKI, 2011).

Neste contexto, as fontes renováveis de energia assumem um importante papel no mundo contemporâneo devido à possibilidade de escassez das reservas de petróleo, à flutuação dos preços dos combustíveis fósseis e à poluição ambiental gerada pelo emprego destes combustíveis. A busca de novas fontes de energia renovável que assegurem o desenvolvimento sustentável da sociedade mundial, assim como a necessidade de um substituto energético capaz de manter o modo de produção atual, levou ao desenvolvimento de novas tecnologias. Uma destas tecnologias é aquela que utiliza a biomassa para produzir combustíveis e materiais de fontes renováveis de carbono, os quais foram chamados de biocombustíveis.

O uso dos biocombustíveis geralmente apresenta inúmeros benefícios, incluindo sustentabilidade, redução dos gases efeito estufa, desenvolvimento regional, social e agrícola (DEMIRBAS, 2007). Além disso, os combustíveis são biodegradáveis e não apresentam emissão de NO_x e de CO, sendo, desta forma, ambientalmente benéficos (MA e HANNA, 1999).

Embora as reações de transformação direta de óleos vegetais em ésteres metílicos e glicerol sejam conhecidas há mais de um século, hoje, as reações de interesse, principalmente aquelas que produzem ésteres metílicos de óleos vegetais, foram estudadas e otimizadas para fabricar um combustível de alta qualidade conhecido como biodiesel (BOURNAY *et al.*, 2005). O biodiesel representa uma expressiva evolução na tentativa da substituição do óleo diesel por derivados da biomassa e pode ser definido como um combustível biodegradável derivado de fontes renováveis como óleos vegetais e gorduras animais (GONÇALVES, PEREZ e ÂNGELO, 2009). O biodiesel constitui um combustível alternativo que pode ser obtido pela reação de transesterificação de óleos vegetais e gorduras animais com um álcool, como metanol ou etanol, para produzir ésteres (YAZDANI e GONZÁLES, 2007).

A superioridade do biodiesel sobre o diesel de petróleo para a saúde e meio ambiente devido ao baixo teor de enxofre e de emissões prejudiciais (por exemplo, partículas em suspensão, HC, CO, etc.), o melhor ciclo de vida de CO₂ para a redução do aquecimento global, bem como o desempenho do motor (aumento de lubricidade, alto número de cetano para a combustão completa) tem levado a um ritmo acelerado de desenvolvimento e comercialização de biodiesel no mundo, além de ter atraído aos demais países do mundo para a utilização do biodiesel como combustível alternativo (RHAMAT *et al.*, 2010). Com mais de 15 anos de uso comercial na Europa, o biodiesel já provou seu valor como combustível para motores diesel (BOURNAY *et al.*, 2005). Esta situação mundial também levou à implantação do biodiesel na matriz energética brasileira como combustível alternativo.

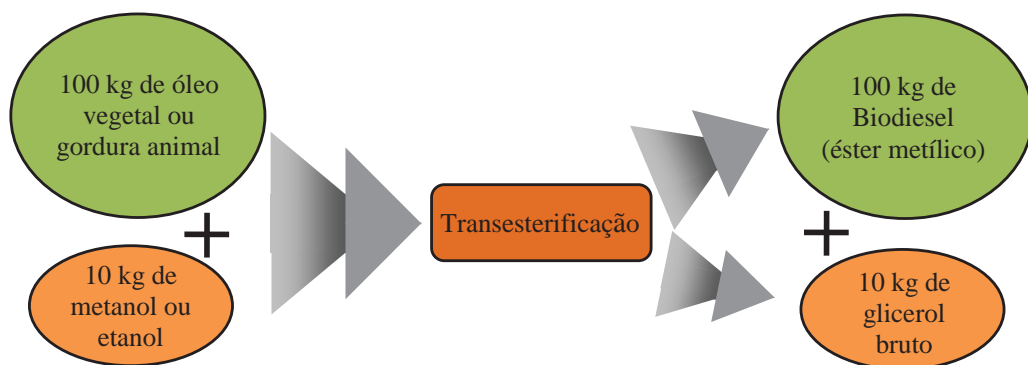
Apesar do ritmo acelerado de desenvolvimento e comercialização de biodiesel, há vários desafios emergentes que preocupam a comunidade científica mundial e que deverão ser tratados de forma eficiente. Um dos principais problemas da produção de biodiesel que está sendo focado ultimamente é a produção inevitável de glicerol como subproduto.

O glicerol é o principal componente de todas as gorduras e óleos além de ser o principal subproduto de valor agregado produzido a partir de óleos e gorduras mediante reações de saponificação e transesterificação realizados durante os processos óleo-químicos de fabricação de biodiesel (KENAR, 2007).

Em geral, cerca de 10 kg de glicerol são obtidos como subprodutos para cada 100 kg de biodiesel produzidos (PAPANIKOLAOU *et al.*, 2002; YAZDANI e GONZÁLEZ, 2007; JOHNSON e TACONI, 2007; MELERO, *et al.*, 2008; FAN; BURTON e ZHOU, 2010;

RAHMAT *et al.*, 2010;). O processo de produção de bioetanol também gera glicerol até 10% em peso do total de açúcar consumido ao se produzir por via fermentativa a partir de fontes renováveis de energia (BORZANI, 2006, ARRUDA *et al.*, 2010). A composição do glicerol varia muito em conteúdo, dependendo das matérias primas utilizadas no processo de produção de biodiesel (THOMPSON e HE, 2006). Na Fig. 1.1 se apresenta o esquema da produção de biodiesel e glicerol.

Figura 1.1 - Produtos e rendimentos da transesterificação



Fonte: Adaptado pelo autor.

Segundo a U.S. Soybean Export Council Inc (2008), a transesterificação de óleos e gorduras processadas pode produzir glicerol bruto como um subproduto. Metanol, o qual é misturado com gorduras e óleos no processo de transesterificação, está presente no glicerol residual. Quando o excesso de metanol for removido do glicerol, obtém-se uma substância chamada de glicerina bruta.

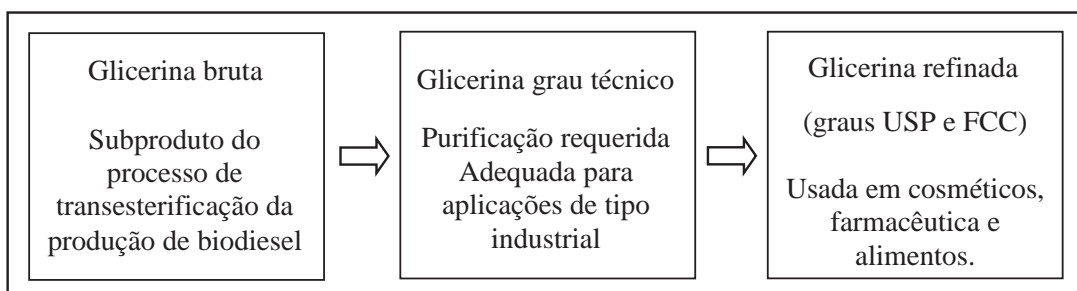
Enquanto que os produtos comerciais que contém glicerol com diferentes graus de pureza são denominados glicerinas (APPLEBY, 2005), o subproduto da produção de biodiesel é chamado de glicerol bruto (contendo 20% de água e de resíduos de catalisador). Normalmente, este glicerol bruto tem sido purificado, tipicamente através de destilação a vácuo. Isto é bastante intensivo energeticamente, o que permite que o glicerol refinado (acima de 98% de pureza) possa ser utilizado diretamente, ou convertido em outros produtos.

O termo glicerol é aplicado à substância pura. Outras substâncias contendo diversos graus de pureza de glicerol são chamadas de glicerina e obtêm-se do processo de refino do glicerol bruto. Existem três tipos básicos de glicerina refinada, diferenciada pela pureza e potenciais utilizações finais. Os três graus de glicerina refinada são:

- a) Glicerina de grau técnico, usada como um bloco de construção em produtos químicos, não utilizados para a formulação de alimentos ou drogas;
- b) Farmacopéia dos Estados Unidos (*United States Pharmacopeia*, USP), glicerina da gordura animal ou fontes de óleo vegetal, adequada para produtos alimentícios e farmacêuticos; e
- c) Códice de Alimentos Químicos (*Food Chemicals Codex*, FCC), glicerina a partir de fontes de óleo vegetal, adequada para uso em alimentos.

A glicerina é normalmente vendida com 99,5 até 99,7% de glicerol puro. A maior parte da glicerina comercializada hoje é fabricada para atender rigorosos requisitos da *United States Pharmacopeia* (USP) e *Food Chemicals Codex* (FCC). No entanto, glicerinas técnicas de diversos graus (glicerina técnica ou *tech-glycerine*) que não estão certificadas como a USP ou FCC também estão disponíveis no mercado. A glicerina técnica, que contém até 80% de glicerol, é comercializada mundialmente em grandes volumes, sendo a glicerina mais comum. A Fig. 1.2 apresenta o esquema de processos para a obtenção de diversos tipos de glicerina.

Figura 1.2 – Tipos de glicerina e seu processo de obtenção.



Fonte: (POSADA CARDONA e CETINA, 2009)

O desenvolvimento e uso comercial do biodiesel têm sido incentivados e em rápida expansão na Europa e Estados Unidos da América (EUA) ao longo dos últimos 15 anos (RAHMAT *et al.*, 2010). Nos últimos anos, a produção de biodiesel tem crescido

exponencialmente em todo o mundo (THOMPSON e HE, 2006) e recentemente ela foi aumentada em forma dramática (STELMACHOWSKI, 2011). De acordo com o Conselho Europeu de Biodiesel, a produção na União Europeia foi de 5,0 milhões de toneladas métricas em 2006, com um aumento anual rápido e acentuado de cerca de 28% em relação ao ano 2000.

Além disso, a Diretiva 2003/30/CE da União Europeia¹ declarou que até o final do ano 2010 os Estados membros devem assegurar uma proporção de biocombustíveis de 5,75%, calculado com base no teor energético, para todos os combustíveis de petróleo utilizados para fins de transporte e 20% para o ano 2020. Isto implicou um aumento na produção de biodiesel até 10 MTM para o ano 2010.

Segundo Stelmachowski (2011) os dados estatísticos de diferentes fontes diferem em quantidades. Em 2004, a produção de biodiesel nos países da UE foi de aproximadamente 1,93 milhões de toneladas (MTon), enquanto esse valor se elevava a 4,89 Mton em 2006 (em alguns informes, este valor foi dado como 3,1 Mton). Em 2006, também foi previsto que a produção de biodiesel nos países da Comunidade Europeia poderia ser mais de 10 Mton. De fato, em 2008, a quantidade de biodiesel produzido foi de 7,8 Mton. Uma produção de 20,9 Mton foi informada para o ano 2009, e apenas dois países, Alemanha e França produziram mais de 7,7 Mton. No entanto, o Conselho Europeu de Biodiesel (European Biodiesel Board, EBB) fornece dados estatísticos oficiais para o ano de 2009 que foram baseados na capacidade das plantas de processo existentes. Assim, a quantidade real de biodiesel produzido foi provavelmente menor para este ano.

Nos Estados Unidos da América, a produção de biodiesel passou de 0,5 milhões para 250 milhões de galões (aproximadamente de 2,2 Mton para 1.100 Mton) entre 1999 e 2006.

A produção global de biodiesel em 2008 foi estimada em 10,8 MTM, de onde 20% proveniente dos EUA e 20% para outros países². Resultados semelhantes provavelmente poderiam ser observados na China, Canadá e outros países com altas demandas de combustível para transporte. A demanda mundial de glicerina estimada em 2006 era de entre 930 e 950 mil toneladas. A demanda foi um pouco maior nos anos seguintes por causa do crescimento

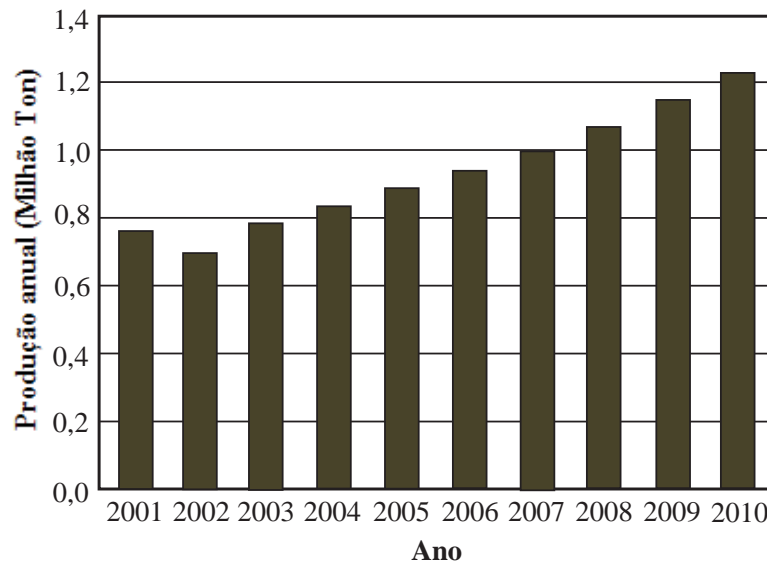
¹ Diretiva 2003/30/EC do Parlamento e Conselho Europeu, dado o 8 Maio de 2003 sobre a promoção do uso de biocombustíveis ou de outros combustíveis renováveis para o transporte, no Jornal Oficial da União Europeia, o 17 de Maio de 2003.

² Reporte comercial, www.emerging-markets.com

econômico. Segundo um informe de Miller-Klein Associates (2006), em 2005 a demanda mundial total de glicerol foi estimada em 900 mil toneladas. Estima-se que os planos anunciados irão adicionar 2,2 Mton de glicerol à produção atual dos Estados Unidos e a União Europeia para o ano 2010.

Na Fig. 1.3 se apresenta a projeção futura da produção mundial do glicerol em 2006.

Figura 1.3 - Produção mundial de glicerol



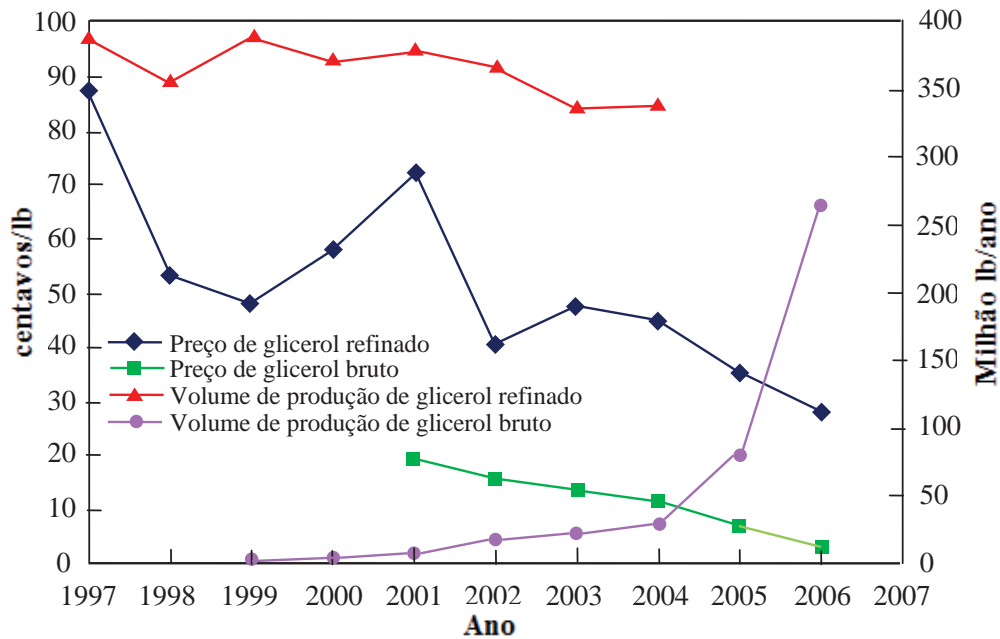
Fonte: (YAZDANI E GONZÁLEZ, 2007).

O custo tem sido um fator importante para retardar a comercialização de biodiesel, já que incluía dois aspectos: o custo de matérias-primas (insumos) e o outro é o custo de produção, dos quais a recuperação do subproduto (glicerol) é uma das peças importantes (FAN e BURTON, 2009). A bio-conversão de glicerol agrega um valor significativo para a produtividade da indústria do biodiesel. Os preços iniciais que obtivera a glicerina ajudaram a possibilitar a factibilidade da aparição do biodiesel no mercado, já que sua venda aumentava a competitividade econômica global da fabricação do biodiesel. Mas, ao crescer a produção de biodiesel, cresceu também a produção de glicerol e, ao ultrapassar a capacidade do mercado, estas vantagens foram sendo menores.

Segundo o informe de Miller-Klein Associates (2006), entre os anos 1970 - 2000, a glicerina de alta pureza tinha um preço bastante estável em cerca de 1200 até 1800 US\$/Ton,

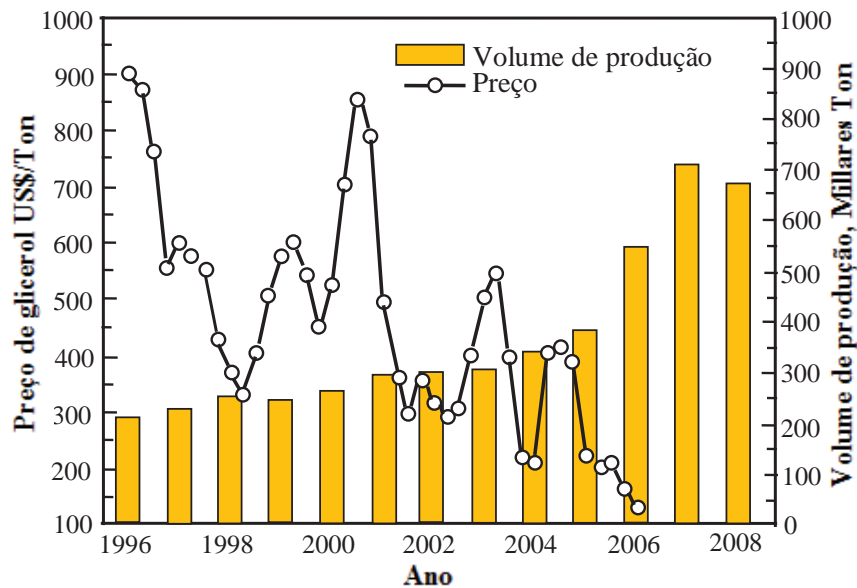
baseado sobre produções e mercados estáveis. Às vezes, os preços subiram acima destes limites, mas sustentados pelos preços elevados ao reformular o refino. Este mercado relativamente estável alterou-se dramaticamente pela chegada do biodiesel juntamente com o glicerol. Em 2005, os preços do glicerol estavam em queda livre, devido à aparição de enormes e crescentes volumes. Seu baixo preço incentivou seu uso em outras aplicações, desalojando os materiais petroquímicos. O preço da glicerina passou de 1200 US\$/Ton em 2003 para 600 US\$/Ton em 2006, diminuindo ainda mais anos seguintes. Os preços do glicerol bruto também caíram. Nos EUA são cotados preços atuais em 0 até 70 US\$/Ton. Alguns produtores atribuem valor zero para o glicerol bruto e outros têm que pagar o transporte para as unidades de purificação. Atualmente, admite-se que o glicerol bruto tenha valor negativo (pelos custos de armazenamento) e não vai aumentar a renda de uma planta de biodiesel num futuro previsível. Nas Figuras 1.4 e 1.5 se apresentam os preços de mercado e o volume de produção de glicerol para EUA e Europa.

Figura 1.4 - Preços de mercado e volumes de produção de glicerol refinado e bruto



Fonte: (DASARI, 2007)

Figura 1.5 - Flutuações do preço de glicerol na Europa



Fonte: (STELMACHOWSKI, 2011)

O Brasil tem grande destaque no panorama mundial do biodiesel, devido a sua grande diversidade em grãos de onde é extraído o óleo vegetal e sua extensa criação de animais bovinos, que fornecem gordura animal ou sebo. Além dos inúmeros incentivos governamentais que impulsionam a produção de biodiesel, tal combustível está sendo produzido largamente. (GONÇALVES, PERES e ÂNGELO, 2009).

O Programa Nacional de Produção e uso de Biodiesel (PNPB) no Brasil começou em 2005, sendo hoje a soja 85% da matéria prima consumida e o restante sendo obtido principalmente de gorduras animais. Atualmente, a legislação ambiental determinou a adição de 4% de biodiesel (B\$) ao combustível que abastece os veículos brasileiros movidos a diesel. Isto aumentou a demanda do biodiesel puro em cerca de 400 milhões de litros por ano. Dessa forma, o consumo nacional de biodiesel puro (B100) passou de 1,5 bilhão de litros para quase 1,9 bilhões de litros/ano.

Segundo a Agência Nacional de Petróleo (ANP), a demanda estimada foi de 1,72 bilhões de litros, para um consumo de diesel de 43 bilhões de litros. Ainda assim, a capacidade instalada passa de 3,5 bilhões de litros. A alta ociosidade e o fraco desempenho econômico mantêm várias usinas hibernando ou paralisadas. Segundo a Revista Química e Derivados (2009), no final de

junho de 2009, a ANP anunciou que a mistura B5 se programaria em 2010, três anos antes da previsão original.

Segundo a Associação Brasileira da Indústria Química (ABIQUIM), em 2008 a capacidade instalada da indústria nativa do setor de glicerina estava na casa dos 41,5 milhões de litros para uma demanda que não passava dos 30 milhões de litros. Para o ano 2009, a produção de glicerina fechou em 160 milhões de litros e em expansão, tanto que, para o ano 2010, tinha-se previsto uma produção de 230 milhões de litros.

Desde 2007, quando começaram a aparecer os primeiros lotes de glicerina de biodiesel, as cotações despencaram de R\$ 4,00 para R\$ 0,80 por kg. Segundo informou a ABIQUIM, desde maio, as cotações voltaram para perto de R\$ 1,80/kg. Acreditava-se que a glicerina bidestilada grau USP estava sendo reconhecida pelos clientes como produto superior, fazendo jus a uma remuneração mais alta.

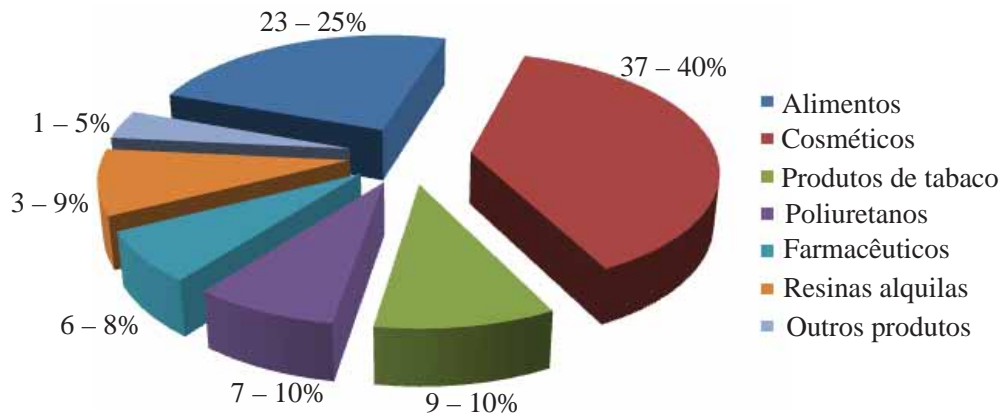
No ano de 2008, o valor do glicerol bruto obtido da produção de biodiesel encontrava-se entre R\$ 0,20 a R\$ 0,40 o kg. Este baixo valor é atribuído ao conteúdo de aproximadamente 30% (em peso) de impurezas e ao grande volume deste coproduto gerado pelas indústrias (RIVALDI *et al.*, 2008). Com os preços baixos demais, alguns produtores deixaram de atuar no mercado. Assim, esta superprodução de glicerol bruto além dos preços baixos está provocando efeitos adversos à economia do biodiesel.

As propriedades da glicerina propiciam uma variedade de produtos que podem ser colocados para muitas utilizações finais. Do acordo com a *Soap & Detergent Association* (2000), até o ano 2000 havia mais de 1.500 utilizações finais do glicerol e glicerina na indústria química. Atualmente, estima-se que existem mais de 2.000 usos para a glicerina.

No entanto, na maioria dos produtos, ela só é usada em porções muito pequenas. Há apenas algumas utilizações finais que necessitam de uma quantidade significativa de glicerina em sua formulação. Os usos variam de barras energéticas para xaropes para tosse até revestimentos de proteção para barcos.

A Fig. 1.6 mostra a distribuição do consumo final da glicerina de diversos graus.

Figura 1.6 – Aplicações do glicerol com valores médios em todo o mundo



Fonte: (STELMACHOWSKI, 2011)

Da Fig. 1.6, observa-se que os três principais usos para a glicerina refinada são os produtos alimentícios, produtos de higiene pessoal e cosméticos, que correspondem por volta de 64% do consumo total.

Apesar de que o glicerol seja uma fonte de matéria prima com uso industrial e da busca de novos usos industriais, a produção de biodiesel está despejando grandes volumes de glicerol para os mercados, levando a uma queda nos preços internacionais do glicerol, afetando o mercado de óleo-químicos. Atualmente, não se tem ainda uma visão clara sobre os possíveis impactos potenciais desta oferta de glicerol, o que conduz a tratar ele como passivo ambiental.

Assim, há uma necessidade urgente de desenvolver um processo prático para converter as enormes quantidades previstas de resíduos de glicerol para um produto útil. Pesquisas estão sendo desenvolvidas para buscar alternativas para a utilização deste volume excedente de glicerol. Portanto, várias estratégias com base em transformações químicas e biológicas estão sendo perseguidas para converter o glicerol em produtos mais valiosos. O excesso na produção de glicerol também indica que as tecnologias usando glicerol apresentam muitas desvantagens, sendo que a eficiência e rentabilidade são muito baixas. Como o fornecimento de óleos para conversão em biodiesel está se tornando cada vez mais competitivo, a própria sobrevivência da indústria de biodiesel vai depender do valor de seus derivados, o que significa que deverão ser encontrados novos usos e mercados para o subproduto principal: glicerol (DASARI, 2007).

Neste contexto, surge a pergunta fundamental: O que fazer com o glicerol? Um dos métodos de utilização mais simples do glicerol bruto é sua combustão, que é um método

vantajoso, uma vez que não requer purificação nenhuma. Quando o glicerol é queimado para produzir energia térmica, o calor desprendido pela reação de combustão é de aproximadamente 16,5 MJ/kg. Assumindo um custo médio de US\$ 50/Ton para o glicerol bruto, obtém-se um valor de aquecimento de 330 MJ/US\$, o que é ligeiramente menor que o valor atual do gás natural (JOHNSON e TACONI, 2007). O baixo custo energético viabiliza o uso do glicerol bruto como combustível podendo ser queimado diretamente em fornos, fornecendo energia em forma de calor para diversos processos industriais.

Um informe do Departamento de Agricultura e Alimentos de Austrália (*Government of Western Australia Department of Agriculture and Food*, 2006) indica que hoje, os usos mais comuns da glicerina bruta são para incineração, já que a glicerina queima bem a altas temperaturas e pode ser usada em caldeiras industriais, consumindo grandes quantidades, sem necessidade de refino. No entanto, este é considerado o menor valor de uso da glicerina, uma vez que acrescenta pouco ao valor de produção de biodiesel, quando é vendida a preços de subproduto residual.

Estudos têm relatado que a co-incineração do glicerol bruto com outras biomassas produziria resultados favoráveis (OBERBERGER e JAUSCHNEGG, 1998). Outro dos intentos foi utilizar o glicerol como combustível numa caldeira sem modificações, mas não conseguiram alcançar chamas estáveis de glicerol, até que foram queimadas conjuntamente pequenas quantidades de glicerol com graxa amarela (PATZER et al., 2007).

Segundo Thompson e He (2006), outro problema da queima de glicerina é que pode formar acroleína, substância muito tóxica que se decompõe entre 200 – 300 °C durante a combustão incompleta do glicerol. A acroleína é um intermediário para o ácido acrílico, e pode ser obtida industrialmente pela desidratação e oxidação do glicerol, empregando catalisadores ácidos. Outra grande preocupação para a queima de glicerol é o conteúdo de quantidade de metanol restante, bem como de sódio ou sal de potássio, entre outras impurezas (CHOI, 2008).

Metzger (2007) conseguiu queimar glicerol eficazmente utilizando um queimador tipo *swirl*. A glicerina previamente pré-aquecida para abaixar sua viscosidade foi injetada por meio de um atomizador de mistura externa assistido por ar. A câmara de combustão experimental de 10 kW precisava de um pré-aquecimento antes de injetar a glicerina, e seu desenho promovia a circulação dos gases de combustão, aumentando o tempo de residência, visando conseguir uma queima completa da glicerina. As medições das emissões encontravam-se abaixo dos limites

permitidos (METZGER, 2007). O método empregado para a queima de glicerina virou numa patente³.

Fazendo algumas modificações no equipamento utilizado por Metzger, um grupo de pesquisadores conseguiu caracterizar a queima do glicerol e suas emissões. Refratando a câmara de combustão de 10 kW e pré-aquecendo ela até 1000°C, procedeu-se a injetar glicerol, conseguindo estabilizar a chama e medir as emissões da combustão. Posteriormente, o glicerol foi queimado numa câmara de 85 kW, medindo-se as emissões vertidas ao meio ambiente (BOHON, 2010; BOHON *et al.*, 2011)

No Brasil, também houve tentativas para queimar glicerina parcialmente desidratada em caldeiras e fornos. Porém, os sais contidos no glicerol inibem a chama, o que dificulta a combustão do glicerol sem utilizar combustível auxiliar. Segundo a Revista Química e Derivados (2009), a queima de glicerina parcialmente desidratada em caldeiras para gerar vapor não é aconselhável. A alcalinidade residual da transesterificação (feita com o auxílio do catalisador metilato de sódio ou da soda cáustica) é neutralizada com ácidos, resultando na formação de sais dissolvidos. Lançados com a glicerina nas caldeiras, podem se incrustar nas paredes e encurtar a vida útil do equipamento.

O trabalho de Dantas (2010) apresenta um queimador comercial adaptado com um ejetor experimental para queima de misturas de gás liquefeito e glicerina em diferentes proporções, avaliando o desempenho do queimador mediante a realização de um balanço de energia e das emissões atmosféricas.

No entanto, o processo da combustão do glicerol bruto não é fácil a partir de um ponto de vista tecnológico. O uso direto de glicerol bruto como combustível tem alguns inconvenientes: possui baixo poder calorífico (entre 16 e 19,5 MJ/kg), tem elevada viscosidade, alto ponto de ignição, a queima produz uma chama que não é autossustentável, a presença de sais que corroem o equipamento, além de serem inibidores da chama.

Outra das primeiras questões que aparecem em qualquer discussão sobre o uso da glicerina como combustível é a formação de acroleína. A acroleína é considerada cancerígena pela U.S. EPA (U.S. Environmental Protection Agency) nos EUA, no entanto, o nível de toxicidade ainda não foi estabelecido. A acroleína é liberada, em diferentes níveis, durante a queima da glicerina.

³ Patente Nº US2008/0305445 A1, **Process for combustion of high viscosity low heating value liquid fuels**, Dec. 11, 2008.

Ela se decompõe a uma temperatura cerca de 380°C, mas a decomposição total e consumo dela ocorrem quando a chama atinge a temperatura de 932°C.

Devido a esta realidade, pesquisas estão sendo desenvolvidas para buscar alternativas para a utilização deste volume excedente de glicerol. Uma das linhas de desenvolvimento procura usar a glicerina como combustível, apontando em diversas direções, melhorando os projetos de fornos, queimadores e atomizadores para possibilitar o uso deste subproduto como combustível em escala industrial.

1.2 Objetivos do trabalho

1.2.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho é projetar atomizadores que possuam a capacidade de atomizar líquidos viscosos, como o glicerol bruto proveniente da produção de biodiesel para se usar como combustível, avaliando as características e qualidade do spray gerado por eles. Contudo, para a realização deste trabalho, o glicerol bruto foi substituído por uma mistura de glicerina com etanol, devido a que a composição do glicerol bruto não é uniforme, dependendo da matéria prima utilizada para sua produção, o processo de produção, entre outros.

1.2.2 Objetivos específicos

- Estudar as propriedades da mistura de glicerina com etanol que influenciam no processo de atomização.
- Projetar e avaliar um ou dois atomizadores para atomizar líquidos viscosos, determinando-se as características do spray gerado pelos injetores.
- Estudar a influência dos parâmetros de operação do injetor tipo Y sobre o desempenho do atomizador.
- Estudar a influência dos parâmetros geométricos dos injetores efervescente sobre as características do spray.

1.3 Delimitação do trabalho

Para a realização do estudo foram projetados dois injetores, um de tipo Y-Jet e outro de tipo efervescente, os quais apresentam vantagens de produzir pequenas gotas num amplo intervalo de operação. O injetor tipo Y é de geometria simples e de fácil construção. O projeto do injetor efervescente é mais complexo, além de ter vários parâmetros que influenciam a qualidade de atomização.

Estes injetores serão caracterizados utilizando água, óleo diesel e mistura de glicerina com etanol como líquidos de teste. Gases como ar e hélio serão usados como gás de atomização. Serão comparadas as características dos *sprays* produzidos pelos injetores sob estas condições. O uso de hélio para comparar as características do spray quando o líquido é atomizado com gases mais leves do que ar.

1.4 Metodologia do trabalho

O presente trabalho apresenta uma análise teórico-experimental do uso de glicerol bruto como combustível, visando mostrar a factibilidade de seu uso para a queima em fornos industriais em forma pura ou formando mistura com outros combustíveis.

Inicialmente serão avaliadas as propriedades energéticas do glicerol. Também é feita uma revisão da influência da viscosidade no processo de atomização.

Apresenta-se um cálculo simples baseado na teoria unidimensional do escoamento monofásico para determinar a geometria de um injetor tipo Y. Baseado em experiências de outros pesquisadores, propõe-se a geometria de um injetor efervescente. Ambos os injetores fornecem bons parâmetros de atomização para fluidos de alta viscosidade como é o caso do glicerol bruto e a mistura de glicerina com etanol. São obtidos, em forma teórica e experimental, os parâmetros de atomização para estes injetores e comparados entre si.

É feita uma análise teórico-experimental sobre o funcionamento do injetor tipo Y em condições de regime subsônico. São medidas as gotas do spray produzido por este injetor, com diferente tipo de combustível líquido.

Também é feita uma análise teórico-experimental da influência do gás de atomização sobre o diâmetro médio das gotas do spray, utilizando ar e hélio como gás de atomização, comparando-se os resultados obtidos neste trabalho.

1.5 Estrutura do trabalho

O Capítulo 1 apresenta uma introdução sobre o glicerol, revisão bibliográfica sobre a produção do glicerol, descrição do problema, objetivos e a metodologia para realizar o trabalho.

O Capítulo 2 apresenta uma introdução aos temas relacionados com as propriedades do glicerol que influenciam sobre o processo de atomização. Este capítulo também contém um resumo sobre os injetores, tipos, usos e parâmetros de desempenho, diâmetro de gotas. É determinada a geometria de um injetor tipo Y mediante a teoria unidimensional para o escoamento monofásico, assim como o diâmetro médio das gotas. Propõe-se a geometria de um injetor efervescente, baseado em recomendações de outros pesquisadores. Ambos os injetores foram testados experimentalmente e os resultados dos parâmetros de atomização obtidos foram comparados com os teóricos.

O Capítulo 3 apresenta a formulação teórica e os cálculos fundamentais para o escoamento isentrópico e escoamento isotérmico. São explicados os fenômenos do escoamento dos fluidos no interior do injetor tipo Y e avaliada a influência dos parâmetros operacionais sobre o diâmetro médio das gotas do *spray*. Analisa-se também a influência do gás de atomização na característica do *spray*.

O Capítulo 4 apresenta os aparatos e as metodologias experimentais utilizadas para a obtenção de dados. Apresenta-se a bancada de medição de gotas, a descrição dos equipamentos e os aparelhos que compõem esta bancada.

O Capítulo 5 apresenta as discussões dos resultados na parte experimental. A discussão versa sobre o escoamento de fluidos no interior do injetor tipo Y-Jet, a validade da equação de Wigg, a influência dos parâmetros geométricos no desempenho do injetor efervescente e na estrutura do spray por ele produzido.

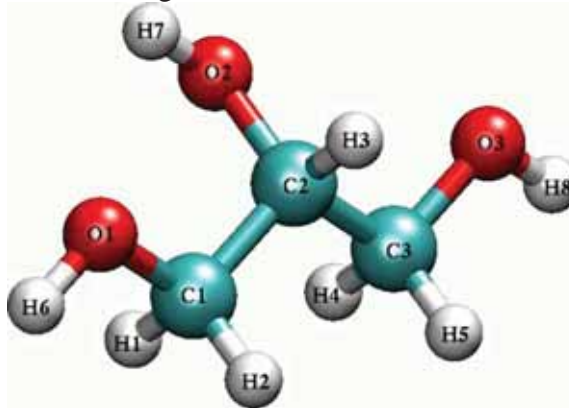
O Capítulo 6 apresenta as conclusões e recomendações do trabalho baseadas nos resultados teórico-experimentais.

2 O GLICEROL E A ATOMIZAÇÃO

2.1 O glicerol

O glicerol, $\text{CH}_3(\text{OH})_3$, é o mais simples dos álcoois sendo conhecido comercialmente como glicerina, propano-1,2,3-triol, tri-hidroxi-propano, gliceritol ou álcool glicil. (RATMATH *et al.*, 2010). Foi descoberto por Scheele em 1779 durante o processo de saponificação. A fórmula estrutural do glicerol (BLIECK *et al.*, 2005) se apresenta na Figura 2.1

Figura 2.1 - Estrutura da molécula do glicerol



Fonte: (BLIECK *et al.*, 2005)

O glicerol se apresenta como um líquido oleoso, viscoso, inodoro, incolor e com gosto xaroposo e doce. A glicerina é completamente miscível com muitas substâncias entre elas: água, alcoóis (metílico, etílico, isopropílico, n-butílico, isobutílico, butílico secundário), etilenoglicol, propilenoglicol, trimetileno glicol, fenol e monometil éter. É apenas pouco solúvel em dioxano e etil e praticamente insolúvel em óleos graxos, éter de petróleo, hidrocarbonetos e alcoóis superiores, assim como em solventes clorados como hexano, benzeno e clorofórmio (MINER e DALTON, 1953; LOPES, REVILLA e MUNILLA, 1999). O glicerol é um líquido higroscópico capaz de absorver ou ceder umidade (BRADY, 2007; PERRY, GREEN e MALONE, 1997).

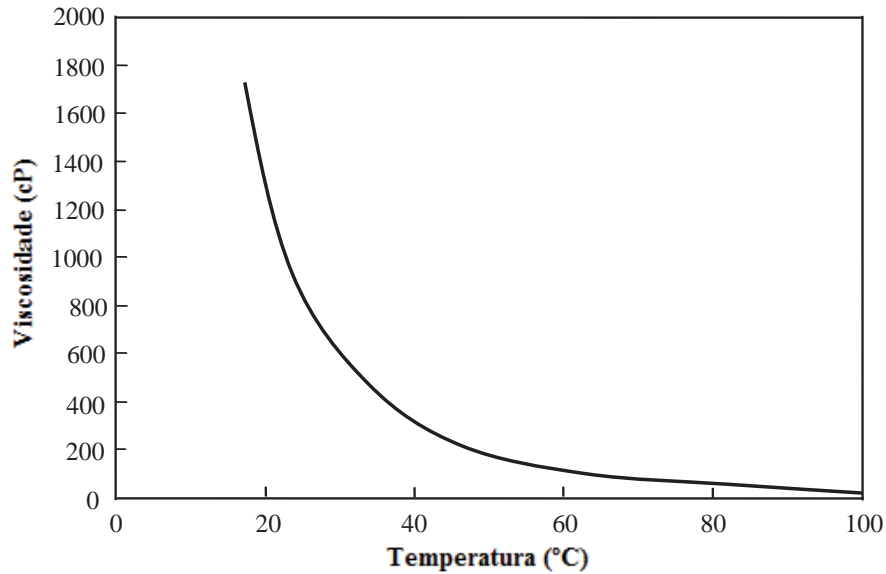
Algumas das características físico-químicas mais importantes do glicerol são apresentadas na Tabela 2.1, segundo diversos pesquisadores.

Tabela 2.1 - Propriedades físico-químicas do glicerol

Propriedade	Unidade	Morrison (1994)	Pagliari e Rossi (2010)	OECD-SIDS (2002)
Fórmula química			$C_3H_5(OH)_3$	$C_3H_8O_3$
Massa molecular	g/mol	92,09	92,09382	92
Massa específica	kg/m ³	1260	1261	1260
Viscosidade	Pa.s	1,41	1,5	1,41
Ponto de fusão	°C	18	18,2	18
Ponto de ebulição (101,3kPa)	°C	290	290	290
Ponto de inflamação	°C	177	160(close cup)	160
Calor específico	kJ/kg	2,435 (25°C)		
Calor de evaporação	kJ/k-mol	82,12		
Condutividade térmica	W/(m.K)	0,28		
Calor de formação	kJ/mol	667,8		
Tensão superficial	mN/m	63,4	64,0	63,4
pH (solução)		7		
Temperatura de autoinflamação	°C			393

Uma das características mais distintivas da glicerina é sua alta viscosidade, permanecendo como líquido viscoso a temperaturas normais, sem cristalizar. Mas, a viscosidade do glicerol pode ser reduzida drasticamente por aquecimento, como mostrado na Figura 2.2.

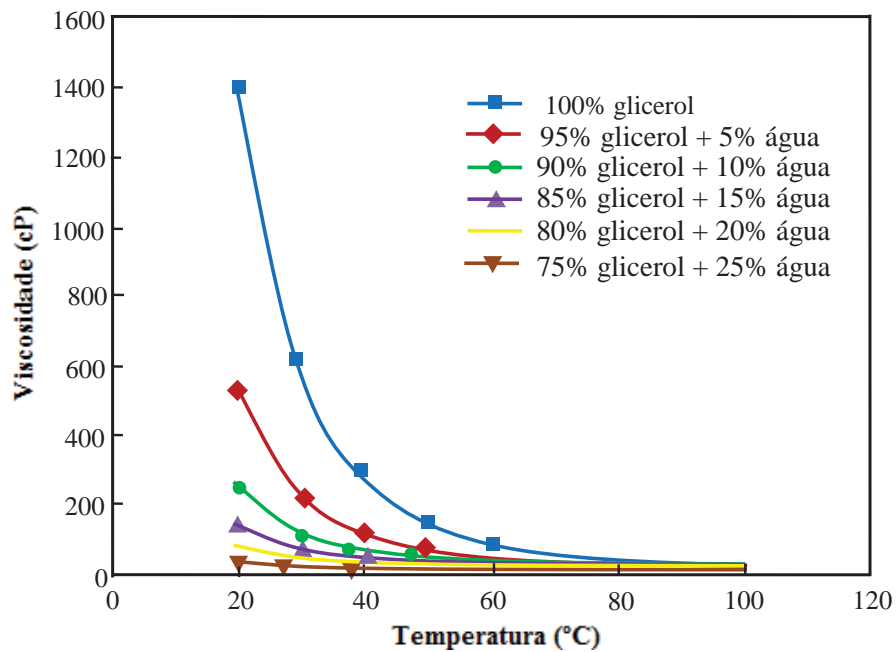
Figura 2.2 - Viscosidade dinâmica da glicerina com relação à temperatura



Fonte: (BOHON,2010)

As soluções aquosas de glicerina (em diferentes proporções) tendem a baixar sua viscosidade, sendo que a queda da viscosidade pode ser dramática, como mostrado na Fig. 2.3.

Figura 2.3 - Viscosidade do glicerol e de soluções aquosas de glicerol



Fonte: (MINER e DALTON, 1953). Adaptado pelo autor.

2.1.1 O glicerol bruto e suas qualidades.

Os parâmetros de qualidade do glicerol bruto não têm sido extensivamente estudados até hoje e, geralmente, são muito dependentes do tipo de processos industriais, assim como da matéria prima utilizada para sua obtenção. Assim, por exemplo, o glicerol metilado tipicamente contém (por peso) 50 a 70% de glicerol, 10 a 20% de metanol, 5 a 10% de sais, < 3 a 10% de água, < 1 a 5% gorduras ácidas, e < 1 a 5% MONG (*Matter Organic Non Glycerol*). Glicerol desmetilado tipicamente contém (por peso) 70 a 88% de glicerol, < 1% de metanol, 5 a 15% de sais, < 5 a 15% de água, < 1 a 5% gorduras ácidas, e < 1 a 5% de matéria orgânica no glicerol (EET CORPORATION, 2011).

Thompson e He (2006) caracterizaram o glicerol obtido da produção de biodiesel utilizando diversas matérias-primas, encontrando que o conteúdo de glicerol está na faixa de 60 e 70% em peso. A utilização de semente de mostarda como matéria-prima gera o conteúdo mais baixo de glicerol (62%), enquanto ao utilizar óleo de soja como matéria-prima tem-se 67,8% de glicerol. O conteúdo de metanol foi de 23,4 a 37,5%, o que se reflete a baixa viscosidade.

O glicerol bruto geralmente apresenta dois tipos: o glicerol bruto metilado e o glicerol bruto desmetilado. O glicerol bruto metilado contém glicerol, metanol, sais e água. O glicerol bruto tem um teor de cinzas de 5 a 7%, com 50% de NaCl, sendo que o teor dos sais deve ser considerado quando é utilizado como combustível. Enquanto o glicerol desmetilado passou por um processo de recuperação de metanol. O teor de glicerol puro geralmente deve ser superior a 80%, sendo esta uma linha base de referência para contratos comerciais (o conteúdo de metanol não deve exceder o 1%). A Tabela 2.2 apresenta uma análise de três tipos de glicerol. Valores para grau USP estão incluídos para comparação.

Tabela 2.2 - Análise de três diferentes glicéris.

Elemento	USP	Metilado	Desmetilado
C (%)	39,1	42,05	67,27
H (%)	8,7	10,14	11,43

N (%)	0,0	<0,05	<0,05
O (%)	52,2	43,32	17,06
S (%)	0	0,078	<0,05
H ₂ O (%)	0	1,03	1,47
Cinzas (%)	0	3,06	2,23
Ca (ppm)		<23	119
Na (ppm)		11600	17500
K (ppm)		628	541
Cl (ppm)		124	154
Mg (ppm)		<8	29
P (ppm)		2220	1750
PCI (MJ/kg)	16,0	21,8	20,6

Fonte: (BOHON et al., 2010)

Todos os três tipos (USP, metilado e desmetilado) contêm significativas quantidades de oxigênio (52%, 43% e 17% em peso, respectivamente). No entanto, o baixo valor medido para o glicerol desmetilado pode indicar uma razoável concentração e quantidades maiores de matéria orgânica no glicerol (MONG).

2.1.2 Viscosidade e PCI do glicerol bruto

A Tabela 2.3 apresenta a viscosidade e o PCI do glicerol bruto obtido de diversas matérias-primas, segundo um estudo de Thompson e He (2006).

Tabela 2.3 – Viscosidade e PCI do glicerol obtido de diferentes matérias primas

Matéria prima	Mostarda Ida Gold	Mostarda Pack Gold	Colza	Canola	Soja	Crambe
Viscosidade a 40 °C (cP)	8,80	8,67	8,50	8,46	8,65	8,50
PCI (MJ/kg)	18,60	19,43	19,72	20,51	19,63	19,47

Fonte: (THOMPSON e HE, 2006)

Da Tabela 2.3, observa-se que a viscosidade e o PCI não variaram significativamente entre as amostras de glicerol. O PCI dos óleos de primeiro uso teve uma média de 19,56 MJ/kg, o qual é aproximadamente 10% maior do que o obtido para o glicerol puro, que era 17,961 MJ/kg (LIDE, 1999). Segundo Stelmachowski (2011), o PCI do glicerol é duas vezes menor que dos combustíveis fósseis, porém é comparável com o PCI da maioria dos tipos de biomassa, como por exemplo, madeira, palha, bagaço de oleaginosas, casca, serragem, etc. Muitos pesquisadores reportaram diversos valores para o PCI do glicerol, entre eles, Soares *et al.* (2006) reportaram um PCI de 16,07 MJ/kg. Lima da Silva e Müller (2010) reportaram 16,18 MJ/kg; Vaz *et al.* (2010) reportaram um PCI de aproximadamente 19,0 MJ/kg, entanto que Thamsiroj e Murphy (2010) reportaram para o glicerol obtido da produção de biodiesel de sementes um PCI de 19,2 MJ/kg e para o glicerol obtido de resíduos de graxas seu valor é de 14,82 MJ/kg.

2.1.3 O glicerol bruto como combustível.

Segundo a US *Soybean Export Council Inc* (2008), o glicerol pode ser usado como combustível em aquecimento de caldeiras e fornos industriais, sendo um uso que consome grandes quantidades sem necessidade de refino. Um informe do Departamento de Agricultura e Alimentos de Austrália (2006) indica que hoje, a incineração é um dos usos mais comuns do glicerol bruto, já que queima bem a altas temperaturas. No entanto, este processo não é fácil, a partir de um ponto de vista tecnológico. Além de ter baixo PCI, a água torna a combustão de glicerol muito difícil, levando à inertização da chama e à formação de grandes quantidades de carvão preto (fuligem).

Metzger (2007) descreveu as principais dificuldades para a queima da glicerina, que são:

- Tem um baixo poder calorífico (entre 16 e 18,5 MJ/kg). A combustão do glicerol gera uma chama fria, que impossibilita manter uma chama sustentável em um queimador convencional. Esta situação é agravada pela presença de água na mistura.
- Tem alta temperatura de autoignição (cerca de 370 °C em comparação a 280 °C para gasolina e 210°C para querosene). Isto representa uma maior energia de ativação para a reação de oxidação. Geralmente, o combustível padrão inflama-se com uma única faísca, gerando uma chama autossustentável, mas o glicerol, nas mesmas condições, não ignitará.

Mesmo tendo um maçarico perto de um spray aberto de glicerol, as gotículas que passam pela chama do maçarico vão queimar, mas não emitem energia suficiente para manter uma reação de combustão contínua.

- Tem alto ponto de ebulição, o que dificulta a evaporação das gotas.
- A queima da glicerina pode formar acroleína, que é um produto da decomposição térmica do glicerol quando é aquecido entre 280 – 300 °C, que está bem abaixo da temperatura de autoignição do glicerol. A acroleína é tóxica em concentrações muito baixas, cerca de 2 ppm, e alguns estudos sugerem riscos para a saúde humana tão baixo quanto 0,09 ppm. (U.S. EPA, 2003). A acroleína é cada vez mais instável em altas temperaturas e altamente inflamável. Assim, é concebível que uma chama eficiente de glicerol pode consumir qualquer acroleína produzida antes que os gases de combustão sejam esgotados para o meio ambiente (U.S. EPA, 2003).
- Tem elevada viscosidade a temperatura ambiente (viscosidade cinemática aproximada de 450 cSt), tornando-se difícil para atomizar com atomizadores convencionais. O glicerol bruto pode conter álcool e água e sua viscosidade é menor, mas os produtores preferem evaporá-lo para recuperar o álcool para sua reutilização.

Além destas desvantagens, outras desvantagens foram notadas durante o uso do glicerol como combustível. Assim, a presença dos sais causa problemas de corrosão nos injetores dos queimadores e no sistema de combustão em si, além de atuar como inibidores de chama, dificultando a combustão da glicerina sem utilizar combustível auxiliar. Assim, são muitos os inconvenientes que fazem difícil utilizar o glicerol como combustível. Na prática atual, a maioria dos processos de combustão onde o combustível é glicerol utilizam etapas de preaquecimento.

A fim de utilizar glicerol em condições ambientais, todos os inconvenientes relatados acima podem ser superados de alguma maneira, considerando as propostas seguintes:

- Com o propósito de reduzir a viscosidade do glicerol, ele pode ser misturado com etanol ou algum outro combustível menos viscoso. Estas misturas levam a uma redução dramática da viscosidade, o que permitiria sua atomização com injetores convencionais em condições ambientais.
- Substituir o ar de combustão por gás natural ou algum outro combustível gasoso com elevado poder calorífico. Este combustível gasoso queimará rapidamente elevando a temperatura em todo o espaço onde o spray está se desenvolvendo. A liberação de calor

permitirá atingir temperaturas relativamente altas melhorando a ignição das gotas de glicerol e produzindo uma chama autossustentável. Deverá ser estudada a influência da substituição do gás de combustão no diâmetro médio das gotas do spray.

- As presenças do etanol e do gás de atomização, que são de rápida ignição, ajudarão a ter um processo de combustão mais eficiente.

Na prática, é essencial desenvolver queimadores e atomizadores especiais para realizar a queima de glicerol bruto ou co-combustão de glicerol bruto com outros líquidos combustíveis, o qual ainda não foi realizado em grande escala.

2.1.4 Avaliação econômica do glicerol como combustível.

O preço da glicerina varia, dependendo do grau de pureza. O relatório sobre os preços para agosto de 2012 mostra que a glicerina refinada grau USP flutuava perto de US\$1.420,00/Ton, enquanto a glicerina técnica com grau de pureza 80% de glicerol (desmetilada) estava a custar US\$240/Ton. A glicerina bruta (metilada) tem preços muito baixos entre US\$20 – US\$50/Ton (ICISpricing, 2012).

A glicerina de alta pureza (USP) com poder calorífico de 14,5 MJ/kg, quando queimada para produzir energia térmica, fornece um valor de aquecimento igual a:

$$14,5 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \times \frac{1 \text{ Ton}}{1420 \text{ US\$}} \times \frac{1.000 \text{ kg}}{1 \text{ Ton}} = 10,2 \frac{\text{MJ}}{\text{US\$}} = 0,098 \frac{\text{US\$}}{\text{MJ}} \quad (2.1)$$

Para o caso do glicerol desmetilado (80% de conteúdo de glicerol), considerando um PCI de 17,5 MJ/kg, o custo de aquecimento será de:

$$17,5 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \times \frac{1 \text{ Ton}}{240 \text{ US\$}} \times \frac{1.000 \text{ kg}}{1 \text{ Ton}} = 72,92 \frac{\text{MJ}}{\text{US\$}} = 0,0137 \frac{\text{US\$}}{\text{MJ}} \quad (2.2)$$

Finalmente, para o caso do glicerol metilado (glicerol bruto), considerando um PCI de 19,5 MJ/kg e um custo na média de US\$50/Ton, fornece um custo de aquecimento igual a:

$$19,5 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \times \frac{1 \text{ Ton}}{50 \text{ US\$}} \times \frac{1.000 \text{ kg}}{1 \text{ Ton}} = 390 \frac{\text{MJ}}{\text{US\$}} = 0,0026 \frac{\text{US\$}}{\text{MJ}} \quad (2.3)$$

Comparado o valor de aquecimento com gás natural (0.011 – 0.017 MJ/kg), observa-se que o custo de aquecimento do glicerol bruto é atrativo. Daí o interesse de usá-lo como combustível. Para o caso da glicerina técnica (desmetilada) e da glicerina refinada USP, o uso delas como combustível não tem atrativo econômico nenhum.

2.2 Atomização e sprays

Em processos de queima de combustíveis líquidos, a atomização exerce um papel importante, já que é um dos principais métodos para obter taxas de evaporação do combustível, com subsequente ignição e formação de chama, assim como uma menor emissão de poluentes (RINK e LEFEBVRE, 1986; LEE e LEE; 2007). Os combustíveis líquidos são atomizados com o objetivo de aumentar a área superficial de queima e a sua velocidade relativa na atmosfera oxidante e, assim, aumentar a vaporização do combustível e a taxa de reação.

A atomização é o processo de transformação de líquidos em *sprays* ou nuvens de gotas em atmosferas gasosas e possui aplicações que vão desde a indústria até a medicina. Vários dispositivos têm sido desenvolvidos, os quais são denominados de atomizadores, pulverizadores, injetores, nebulizadores ou bocais.

A atomização é a ação de instabilização e quebra do contínuo líquido (ruptura da superfície vencendo as tensões superficiais) e a dissipação de energia através das forças viscosas, transformando a corrente líquida em filmes e ligamentos instáveis, gotas e finalmente gotículas (YULE, NASR e BENDING, 2002).

A atomização pode ser entendida como um distúrbio causado pelas forças internas e externas sobre a tensão superficial consolidada. Em ambientes gasosos, os pequenos volumes líquidos tendem a tomar uma forma esférica, devido às forças de tensão superficial, uma vez que esta tem menor energia superficial. Por sua vez, as forças viscosas se opõem a qualquer mudança na geometria do sistema. Contrariamente, as forças aerodinâmicas agem sobre a superfície do líquido, promovendo sua ruptura. Quando a magnitude das forças aerodinâmicas supera a força

da tensão superficial, ocorre a quebra do fluido líquido, gerando-se gotas e gotículas de diversos tamanhos (LEFEBVRE, 1989).

O *spray* é uma dispersão de gotículas com força suficiente para penetrar o meio gasoso circundante. Segundo Lefebvre (1989), o *spray* é geralmente considerado um sistema de gotas imerso em uma fase gasosa contínua. A atomização é um recurso simples e muito eficaz para gerar *sprays* onde a superfície de contato com a atmosfera externa é dada pelo somatório das áreas superficiais de cada gota (YULE et al., 2002).

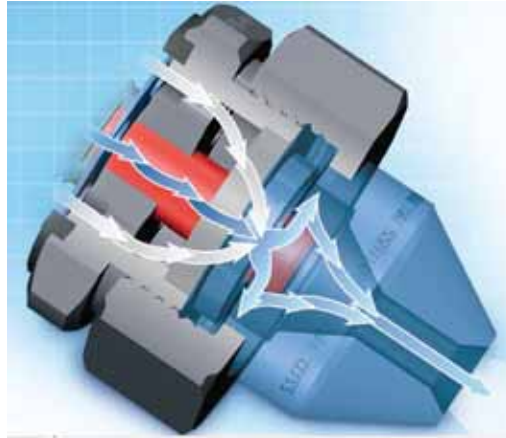
2.2.1 Tipos de atomizadores

Na indústria, existem muitos tipos de atomizadores disponíveis e seu uso depende da área de aplicação. Geralmente, os atomizadores utilizados em sistemas de injeção de combustíveis líquidos são, em sua grande maioria, atomizadores mecânicos (atomizadores de pressão e centrífugos) e de fluido duplo (MULLINGER e JENKINS, 2008).

Os dispositivos de injeção do combustível são agrupados principalmente segundo o princípio de atomização ou mesmo conforme sua função específica. Autores como Chigier (1976), Lefebvre (1992), Liu (2000) e Yule *et al.* (2002) propõem uma classificação segundo seis grandes grupos, a saber:

- a) Atomizadores mecânicos: Neste tipo de atomizadores, as perturbações ao líquido são geradas devido à passagem através de um orifício especialmente projetado para a geração da turbulência necessária. A diferença de pressões a montante-jusante do orifício obriga o líquido a se mover. São os atomizadores mais comuns e na indústria estão presentes em queimadores para combustíveis líquidos com viscosidade leve e combustíveis pouco viscosos. Na Figura 2.4 se apresenta um protótipo deste tipo de atomizador.

Figura 2.4 - Protótipo de um atomizador mecânico



Fonte: Spraying Systems Co.

Os atomizadores mecânicos podem ser divididos, ainda, em dois subgrupos:

- *Simplex*, em que o líquido, na zona de saída do injetor, tem um perfil de velocidades totalmente axial, paralelo ao eixo do atomizador (e do orifício), e
 - Centrífugo, em que o líquido possui uma segunda componente de velocidade, perpendicular ao fluxo, normalmente tangencial, de forma que ao passar pelo orifício acaba se distanciando do eixo principal, por efeito centrífugo. Tal efeito é conseguido com o uso de difusores estáticos ou ranhuras usinadas à montante do orifício. É um dos atomizadores mais empregados em engenharia e está presente nos sistemas de injeção de motores, permitindo a formação de um *spray* cônico (oco ou cheio) com ângulo de vértice controlado.
- b) Atomizadores de duplo-fluido: O princípio de atomização destes atomizadores está baseado na transferência de quantidade de movimento entre um fluido atomizador (auxiliar) e o líquido a ser atomizado. O fluido atomizador é normalmente um gás que possui alta velocidade, o qual é acelerado através de bocais e colocado em rota de colisão com o fluxo líquido. Como resultado da interação das correntes, por efeito de pressão dinâmica do fluido atomizador e com o uso de uma geometria adequada, tem-se a geração de zonas de ruptura da tensão superficial, dando origem ao *spray* (LEFEBVRE, 1989; LIU, 2000; YULE *et al.*,

2002, CHIGIER, 2003). São atomizadores bastante usados em queimadores industriais, devido à disponibilidade de vapor ou ar comprimido como fluido auxiliar.

- c) Atomizadores rotativos centrífugos: Estes atomizadores operam devido ao efeito centrífugo causado dinamicamente pela rotação de uma superfície (um elemento de tipo prato ou copo cônico) sobre a qual o líquido escoar, causando espalhamento. O movimento do corpo de rotação é conseguido através do uso de motores elétricos com transmissão por polias e correias. Têm uso como atomizadores de combustíveis em caldeiras e fornos, porém em menor proporção do que os mecânicos.
- d) Injetores efervescentes: Os atomizadores efervescentes formam um grupo especial de dispositivos derivados dos de duplo-fluido. Operam com um fluido auxiliar gasoso, o qual é misturado com o líquido, formando um escoamento bifásico efervescente. Com a queda de pressão estática, através do orifício de descarga, o gás do escoamento bifásico se expande rapidamente no líquido, gerando forças de bolha, acima da tensão superficial. Esta perturbação se encarrega de quebrar o contínuo líquido, gerando gotículas. São dispositivos de uso muito específico devido à sua baixa tolerância à variabilidade das propriedades do líquido e gás atomizador. Estudos têm mostrado que pode ser conseguida uma boa atomização a muito mais baixas pressões de injeção do líquido do que valores normais associados à atomização por pressão (LEFEBVRE, WANG e MARTIN, 1988).
- e) Atomizadores eletrostáticos: Nestes atomizadores, o jato ou filme líquido é exposto a uma intensa pressão elétrica que tende a se expandir numa área de um campo elétrico. As cargas de mesmo sinal se repelem e aparece uma força oposta à tensão superficial, gerando uma força elétrica na superfície do líquido. Quando esta força supera a tensão superficial, inicia-se o processo de quebra do contínuo, produzindo-se um spray de gotas. Sua utilização na indústria é específica, normalmente para pintura.
- f) Injetores de novo tipo: Neste grupo, encontram-se os injetores sônico, ultrassônico, de impacto, vibração capilar, ventilador (*windmill*) e eletrostático (piezo-elétrico). Yule *et al.* (2002) tratam esses atomizadores como “exóticos”, porque seu funcionamento é baseado em

princípios de atomização não-convencionais. Sua aplicação na indústria é restrita, por exemplo, à administração de medicamentos como nebulizadores para tratamento de asma e inalação; na perfumaria como aerossóis. A demanda por formas de injeção de medicamentos por via respiratória criou os atomizadores de medicamentos (CHIGIER, 2003).

2.2.2 Características externas do *spray*

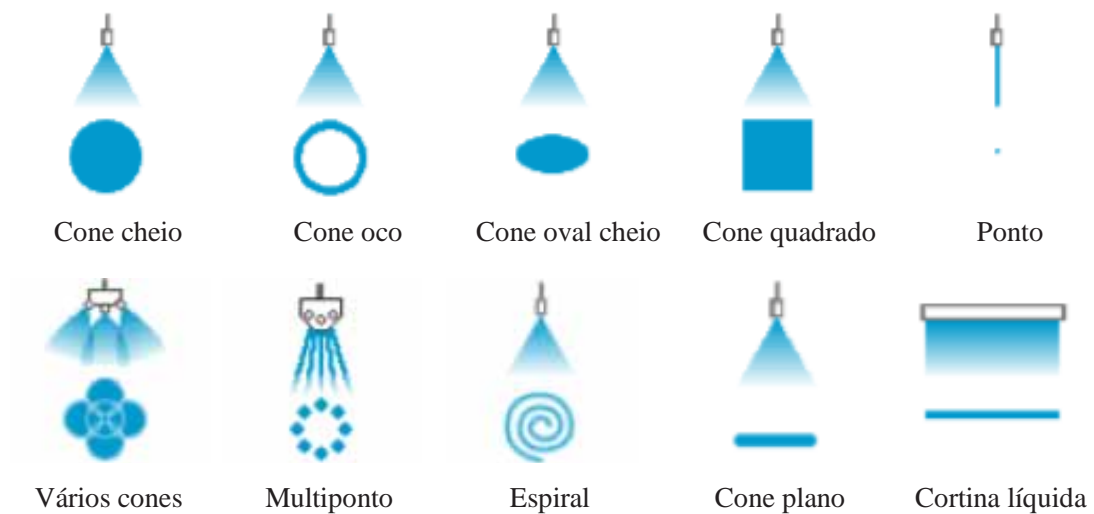
O *spray* produzido pela atomização tem uma série de características que permitem avaliar seu desempenho nos diversos processos industriais onde são aplicados. Segundo Lefebvre (1989), características do *spray* como dispersão, penetração, ângulo do cone, padronização, distribuição radial e distribuição circunferencial são fatores importantes para avaliar a eficiência dos processos de combustão. A seguir, apresentam-se uma breve definição destas características.

- a) Dispersão: a dispersão de um *spray* pode ser expressa quantitativamente se, para qualquer instante de tempo dado, for conhecido o volume de líquido dentro do *spray*. O grau de dispersão pode ser estabelecido como a razão entre o volume do *spray* para o volume do líquido contido no seu interior. Uma boa dispersão permite a rápida mistura do líquido com o gás circundante, obtendo-se elevadas taxas de evaporação (LEFEBVRE, 1989). Em geral, os fatores que aumentam o ângulo do cone de pulverização também tendem a aumentar a dispersão. Em atomizadores do tipo Y, o ângulo do *spray* é estreito e a dispersão é pequena.
- b) Penetração: a penetração de um *spray* pode ser definida como a distância máxima que ele atinge, medido na direção do eixo do *spray*, quando é injetado num meio circundante estagnado. A penetração é regida pelas magnitudes relativas de duas forças opostas: 1) a energia cinética inicial do jato líquido, e 2) a resistência aerodinâmica do gás circundante. A velocidade inicial do jato é geralmente alta, mas como quando a atomização se produz, a área superficial do *spray* aumenta e a energia cinética do líquido é gradualmente dissipada por perdas de atrito com o gás (LEFEBVRE, 1989). Quando as gotas finalmente têm esgotada sua energia cinética, a trajetória posterior delas é ditada principalmente pela gravidade e do movimento em torno do gás.

Em geral, um *spray* compacto e estreito terá alta penetração, enquanto um *spray* bem atomizado, com amplo ângulo de cone de *spray*, encontra uma maior resistência, tendendo a ter baixa penetração.

- c) Padrão de atomização: o padrão de atomização refere-se à simetria do impacto de um *spray* ou a uma seção transversal do impacto de um fluido sobre uma superfície (LEFEBVRE, 1989). A padronização é efetuada pela medição da distribuição, tanto radial como a circunferencial, para determinar a distribuição de líquido dentro de um *spray*. Na Figura 2.5 se apresentam os padrões universais de *sprays* produzidos em processos de atomização.

Figura 2.5 - Padrões universais do *spray* em processos de atomização.



Fonte: Spraying System Co.

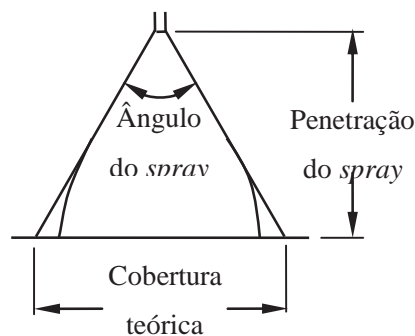
Segundo Lefebvre (1989), o padrão da distribuição radial está relacionado à distribuição do volume líquido em uma direção radial e medido em um plano localizado a alguma distância do plano de saída do injetor. O padrão circunferencial do spray está relacionado à medição da quantidade de líquido (em volume ou massa) distribuído por toda a área de uma seção transversal coberta pelo spray, localizada a alguma distância do plano de saída do injetor.

A simetria padronizada do *spray* produzido pelos atomizadores é uma variável importante na maioria das aplicações práticas, por exemplo: em equipamentos de combustão, tais como queimadores de óleo domésticos e industriais.

- d) Ângulo de cone: O cone do *spray* tem fronteiras curvas devido aos efeitos da interação do gás circundante com o *spray*, o que dificulta sua medição. Para superar este problema, o ângulo do cone é frequentemente dado como aquele ângulo formado por duas linhas retas, traçadas a partir do orifício de descarga, para cortar o contorno do *spray* em alguma distância

especificada a partir da saída do atomizador. Um método para medir o ângulo do cone é projetar o contorno do *spray* sobre um plano de vidro. Alternativamente, a medição da cobertura do *spray* pode ser feita em vários pontos axiais para definir o perfil do *spray*. Na Figura 2.6 se apresenta um esquema de um *spray*, definindo sua penetração e ângulo do cone.

Figura 2.6 - Penetração, ângulo do cone e cobertura do spray.



e) Diâmetro das gotas: é um parâmetro que avalia a qualidade do processo de atomização. O atomizador produz um *spray* com espectro de gotas de diferentes tamanhos que variam em uma ampla faixa de tamanho a partir de poucos micrômetros até cerca de $500 \mu\text{m}$. No entanto, um *spray* pode ser caracterizado por um espectro de tamanho de gotas distribuído ao redor de algum valor médio definido arbitrariamente (LEFEBVRE, 1989). Os diâmetros mais comuns usados em atomização são o diâmetro mediano de massa (MMD, *Mass Median Diameter*) e o diâmetro médio de Sauter (SMD, *Sauter Mean Diameter*)

- Diâmetro mediano de massa D_{50} (MMD): expressa o tamanho das gotas em relação a massa de líquido atomizado. O diâmetro mediano de massa é um valor em que 50% da massa total do líquido atomizado é em gotas de maior tamanho que a gota de diâmetro mediano de massa e os outros 50% da massa total são atomizados em gotas menores que esse diâmetro mediano.
- Diâmetro médio de Sauter D_{32} (SMD): Expressa o grau de atomização em relação à superfície das gotas produzidas no *spray*. O diâmetro médio Sauter é o diâmetro de uma gota com uma relação proporcional entre o seu volume para sua área de superfície do que o volume total de todas as gotas para a área total das mesmas.

2.3 Fatores que influenciam o processo de atomização.

Apesar de ser aparentemente simples, o processo de atomização tem um mecanismo complexo e depende de muitos fatores. Os fatores que afetam a atomização e, subsequentemente, o tamanho das gotas, estão ligados às propriedades do líquido combustível, o tipo de atomizador e aos parâmetros de funcionamento do sistema de injeção. A desintegração do líquido está relacionada aos parâmetros do escoamento. As principais características do escoamento são as pressões e vazões, em uma geometria definida do injetor (LEFEBVRE, 1992).

2.3.1 Influência das propriedades do líquido na atomização.

São vários os fatores que afetam a qualidade da atomização, o diâmetro das gotas e a facilidade para quebrar os fios e ligamentos do líquido depois de sair do injetor.

- a) Massa específica: Ao atomizar líquidos de maior massa específica, produz-se um incremento no tamanho das gotas. Incrementa-se o trabalho para obter uma boa atomização. Além disso, tem um efeito na vazão do líquido. Quanto menor a massa específica do líquido, maior será a velocidade na saída do injetor e vice-versa.
- b) Viscosidade: o incremento da viscosidade provoca uma diminuição na vazão mássica, gerando grandes esforços cisalhantes, precisando de uma maior pressão para movimentar o fluido, manter o ângulo do cone do spray e a amplitude. O incremento da viscosidade provoca um aumento do tamanho das gotas, além de requerer uma maior potência de alimentação.
- c) Temperatura: embora as mudanças de temperatura não afetem o desempenho do injetor, afetam as propriedades do líquido, como a viscosidade, massa específica e tensão superficial.
- d) Tensão superficial: um aumento na tensão superficial do líquido incrementa o tamanho das gotas e a pressão mínima de operação, além de diminuir o ângulo de cone do *spray*.

2.3.2 Influência da geometria do atomizador

A influência do tipo de atomizador está marcada pela própria geometria e o princípio físico para desintegração do líquido. Tipicamente, os injetores de orifício pleno produzem cones de atomização que têm o maior tamanho de gota seguido por *sprays* planos (*flat spray*) e injetores de jato cônico oco (*hollow cone*). Esta tendência se aplica igualmente a injetores hidráulicos (*hydraulic atomizing nozzles*) e injetores assistidos por ar (injetores de fluido duplo e assistidos por ar), no entanto, os injetores assistidos por ar fornecem *sprays* com gotas muito finas que são menores em tamanho que as tradicionais obtidas em injetores hidráulicos.

O ângulo do cone do *spray* depende da geometria do injetor. O ângulo do cone produz efeitos inversos, já que ao se aumentar a medida do ângulo do cone se reduz o tamanho das gotas e vice-versa.

2.3.3 Influência dos parâmetros de funcionamento

Os parâmetros de funcionamento que afetam a atomização são a vazão mássica, a pressão de injeção e a razão entre a vazão mássica gás e a vazão mássica de líquido (*GLR*).

A vazão mássica do líquido tem uma relação direta com o tamanho das gotas, já que ao se incrementar a vazão mássica do líquido o tamanho das gotas aumenta e vice-versa. A pressão de injeção tem um efeito inverso sobre o tamanho das gotas. O incremento da pressão reduz o tamanho das gotas, no entanto uma redução da pressão incrementa as medidas delas.

A razão mássica gás/líquido (*GLR*) é definida como sendo a razão da vazão mássica do gás de atomização \dot{m}_g , para a vazão do líquido, \dot{m}_l .

$$GLR = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_l} \quad (2.4)$$

Tem uma influência direta já que aumentando o *GLR* diminui tanto a vazão mássica do líquido e o diâmetro das gotas. O valor máximo do *GLR* ocorre quando o escoamento de gás de atomização atinge as condições críticas.

Na Tabela 2.4 se resume a influência das propriedades anteriormente indicadas sobre o desempenho da atomização.

Tabela 2.4 – Fatores que afetam o desempenho da atomização.

Característica do injetor	Incremento da pressão de operação	Incremento da massa específica	Incremento da viscosidade	Incremento da temperatura do fluido	Incremento da tensão superficial
Qualidade da distribuição	Melhora	Desprezável	Deteriora-se	Melhora	Desprezável
Tamanho da gota	Diminui	Desprezável	Aumenta	Diminui	Aumenta
Ângulo de cone	Aumenta e logo diminui	Desprezável	Diminui	Aumenta	Diminui
Vazão do líquido	Aumenta	Diminui	Cone cheio/oco: Aumenta Cone Plano: diminui	Depende do fluido atomizado e do injetor usado	Sem efeito
Velocidade das gotas	Aumenta	Diminui	Diminui	Aumenta	Desprezável
Desgaste do injetor	Aumenta	Desprezável	Diminui	Depende do fluido atomizado e do injetor usado	Sem efeito

FONTE: Spray Systems Co., Technical Reference, <http://www.spray.com/cat70/index.html>

2.4 Considerações básicas para a seleção e projeto de injetores.

Em diversos processos de combustão industrial, utilizam-se combustíveis líquidos, os quais devem ser atomizados em gotas finas para garantir um bom desempenho da combustão. A atomização do combustível é feita geralmente com injetores mecânicos, onde o líquido, conjuntamente com um gás de atomização, é submetido à pressão, sendo posteriormente forçado

através de um orifício de dimensão pequena. As principais características que um injetor deve oferecer são:

- Boa atomização em uma ampla faixa de vazão.
- Capacidade de atomizar diferentes tipos de líquidos combustíveis com diferentes propriedades, especificamente numa ampla faixa de viscosidades.
- Baixas pressões de funcionamento, o que evita o encarecimento dos equipamentos e linhas de suprimento.
- Amplos ângulos do cone de atomização em baixas vazões mássicas, para obter maior dispersão.
- Ampla faixa de operação, a qual se define como a razão entre a máxima vazão de combustível e a mínima vazão, mantendo a pressão de suprimento constante.
- Capacidade de trabalhar em espaços fechados com pouca turbulência.
- Capacidade de evitar o entupimento e acúmulo de carvão e outros resíduos.

Na grande maioria dos processos industriais são utilizados atomizadores assistidos por ar, onde o ar comprimido fornece a energia necessária para atomização do líquido. Esta tecnologia, apesar de ser relativamente cara, permite a produção de gotas finas, de modo a satisfazer as necessidades de qualquer aplicação industrial.

Todas estas considerações, assim como as propriedades do glicerol, que é o combustível a queimar e que tem viscosidade elevada, levam a eleger os atomizadores de jato Tipo Y e os atomizadores efervescentes, devido a seu destaque sobre os demais atomizadores para atomizar líquidos viscosos com baixo consumo de gás de atomização, além de produzir sprays de gotas muito finas.

2.5 Injetores de mistura interna do tipo Y.

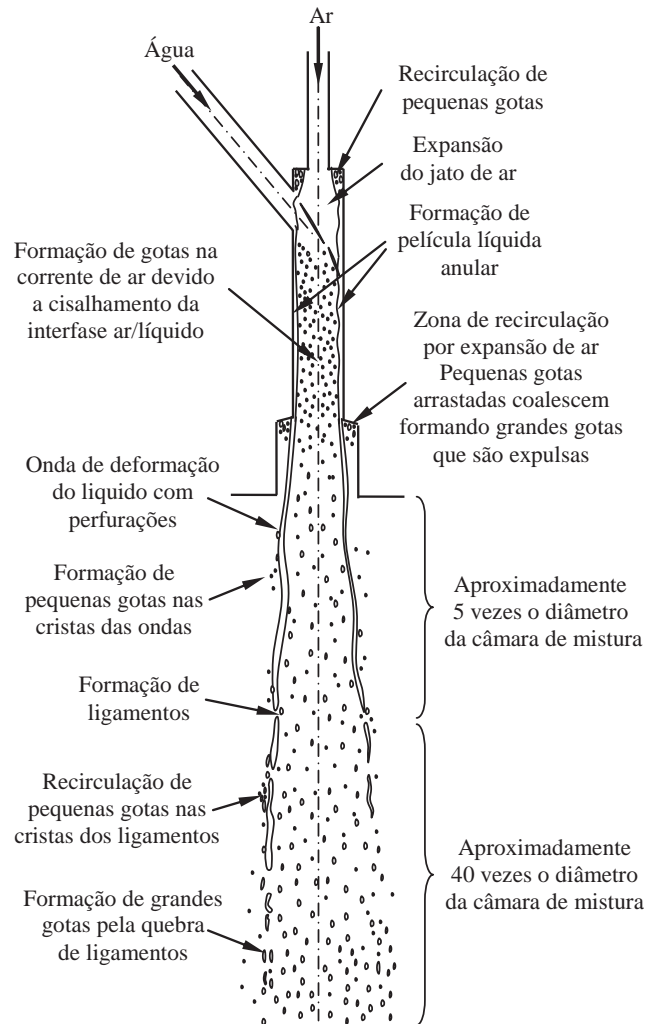
Os atomizadores do tipo Y são classificados como atomizadores assistidos por ar ou de fluxo duplo (gás-líquido) onde a energia do gás (em muitos casos ar ou vapor) é utilizada para a desintegração do líquido (combustível). Líquido e gás são supridos através de seus respectivos bocais, e misturam-se na junção em forma de “Y” (ponto de mistura) para formar uma mistura bifásica até a descarga.

Mullinger e Chigier (1974) foram os primeiros a publicar um trabalho experimental de maior relevância sobre o atomizador tipo Y. Eles estudaram a influência dos parâmetros geométricos e o processo de atomização, utilizando óleos combustíveis. Após uma análise exaustiva, os autores estabeleceram as faixas ótimas de operação para cada parâmetro.

Nestes injetores, o ar ingressa seguindo a direção do eixo longitudinal do injetor, a medida que o líquido ingressa lateralmente sob um ângulo com o eixo do injetor, formando uma junção do tipo Y, daí o nome do injetor. Ao entrar o ar na câmara de mistura com uma alta velocidade, ele se expande bruscamente e cria uma zona de baixa pressão, chamada de zona de recirculação, para onde é arrastada uma pequena quantidade de gotas de combustível que está entrando na câmara de mistura pelo duto lateral. A própria expansão do escoamento de ar recupera uma parte das gotas e devolve-as ao núcleo do escoamento. Idealmente, o encontro de ambos os fluxos de ar e combustível se dá em um ponto na câmara de mistura, gerando inicialmente uma zona de transição, onde parte do líquido em forma de película se ajusta na parede da câmara e a outra fração permanece dispersa no núcleo do escoamento. Esta última fração de líquido desintegra-se em pequenas gotículas devido às forças de cisalhamento que aparecem na interface gás/líquido. Após a região de mistura, o processo de atomização torna-se muito complexo. O escoamento está caracterizado por fenômenos de transferência de quantidade de movimento do ar para o líquido e transferência de massa na interfase bifásica. Assim, gotas arrastadas pelo núcleo do escoamento coalescem e passam a engrossar a película líquida, de maneira que da superfície desta película é retirada uma quantidade de líquido em forma de gotas e levadas para fora do injetor, por ação das forças de cisalhamento. À saída do injetor, a película líquida é fortemente instável, quebrando-se inicialmente em ligamentos por ação das forças de pressão e das forças aerodinâmicas. À jusante, os ligamentos rompem-se, gerando gotas de variados tamanhos, relativamente maiores que as arrastadas pelo núcleo, gerando o *spray*.

A figura 2.7 apresenta o esquema idealizado proposto por Mullinger e Chigier (1974) que ilustra o escoamento dentro e fora do bocal, baseado nas fotografias obtidas ao testar em um modelo de injetor transparente fabricado de *plexiglass*. Eles utilizaram água e ar como líquido e gás de atomização, respectivamente.

Figura 2.7 - Mecanismo de formação de gotas no injetor tipo Y.



Fonte: Adaptado de Mullinger e Chigier (1974)

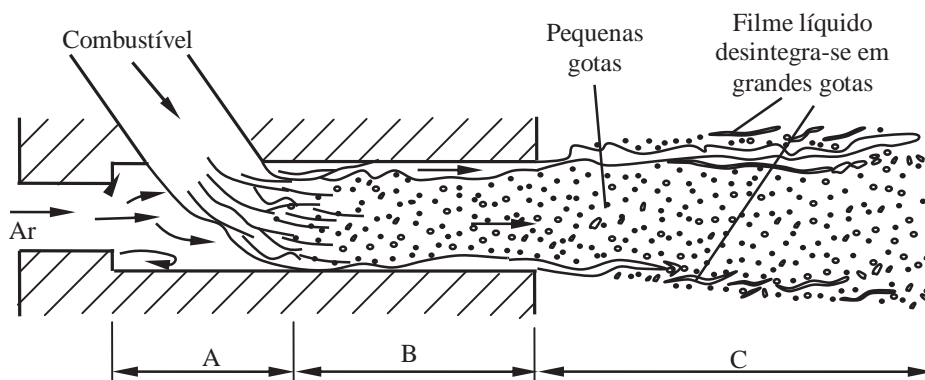
Também foram efetuados outros trabalhos de relevância. Graziadio *et al* (1987), utilizando um modelo transparente de *plexiglass*, analisaram o escoamento dentro do injetor tipo Y, utilizando água e ar, sob o conceito de escoamento bifásico. Eles concluíram que a estrutura do escoamento dentro do injetor é determinada muito mais pelos efeitos dinâmicos que pelos efeitos viscosos, o que foi comprovado ao atomizar diferentes emulsões de carvão com água (*Coal Water Fuel*, CWF). Utilizando o mesmo aparato experimental, Michele *et al.* (1991) constataram que os parâmetros de operação não influenciam somente a qualidade do “spray”, mas também o seu ângulo (pequena variação) e a localização das maiores gotas no seu interior. Andreussi *et al.* (1992), fazendo uma análise baseada em modelos para escoamento bifásico, utilizando água e

dois tipos de óleos minerais, obtiveram correlações para determinar o diâmetro e a distribuição das gotas do *spray*.

Estes três últimos trabalhos avaliam a razão entre o fluxo de quantidade de movimento lateral (pelo escoamento do combustível) e o fluxo de quantidade de movimento axial (pelo escoamento do gás de atomização). Com este parâmetro, eles conseguiram explicar a assimetria da distribuição do tamanho das gotas em relação ao eixo axial do injetor do tipo Y. Segundo Lefebvre (1989), a distribuição dos tamanhos das gotas no *spray* é governada parcialmente pela simetria e uniformidade da camada de líquido gerada na saída do injetor e pelos padrões do escoamento do fluido de atomização ao passar pelo atomizador.

Song e Lee (1996), utilizando um injetor tipo Y transparente e de seção quadrada, simularam o processo de atomização utilizando água e ar para descrever os mecanismos envolvidos no escoamento e a produção de *spray*, como mostrado na Figura 2.8.

Figura 2.8 - Mecanismos da atomização em injetores do tipo Y



Fonte: Adaptado de Song e Lee (1996)

Eles assinalam que se podem distinguir três regiões características no processo de formação de gotas. A primeira região, A, desde a entrada até o ponto de mistura, é uma zona de colisão direta, onde as gotas são geradas por colisão entre o jato líquido e o fluido auxiliar. A segunda região, B, até a saída do injetor, é uma zona de arraste e deposição de gotas, onde se forma a película anular e as forças de cisalhamento produzem novas gotas que são arrastadas para o núcleo. Além disso, as gotas grandes coalescem e depõem-se no filme líquido. Na terceira região, C, fora do injetor, ocorre a desintegração da película líquida inicialmente em ligamentos e, em seguida, em grandes gotas.

Devido a essas características, os injetores tipo Y precisam de uma quantidade pequena de gás de atomização para produzir uma boa atomização, razão pela qual eles são amplamente utilizados em queimadores industriais, sobretudo para atomizar combustíveis líquidos de grande viscosidade (SONG e LEE, 1994).

Pesquisadores como Mullinguer e Chigier (1974) e Lacava (2000) coincidem em afirmar que estes injetores têm as seguintes vantagens:

- Produzem um *spray* fino com baixo consumo de fluido auxiliar em ampla faixa de operação.
- O ângulo do *spray* não varia com a pressão de alimentação, o que permite altas eficiências de combustão, diferente do que acontece com outros atomizadores.
- São de configurações simples e de fácil construção, podendo ser fabricados com materiais resistentes à corrosão.
- Requerem baixa pressão de funcionamento.
- É possível variar o tamanho das gotas do *spray* sem alterar a vazão de combustível, somente variando a vazão de fluido auxiliar. Esta última característica é muito importante para realizar estudos experimentais sobre a emissão de poluentes.

Os principais fatores que afetam o tamanho das gotas do *spray* são: as propriedades dos fluidos, a geometria do injetor e os parâmetros operacionais. Dentre eles podem-se citar:

- O aumento da viscosidade e da tensão superficial do líquido, assim como a diminuição da razão de vazão gás/líquido tende a incrementar o tamanho das gotas do *spray*; enquanto que a massa específica do líquido exerce pouca influência (RIZKALLA e LEFEBVRE, 1975; LEFEBVRE, 1980; INAMURA, NAGAI e INAGAKI, 1987).
- As principais variáveis do gás na atomização do líquido são sua massa específica e velocidade (LEFEBVRE, 1980)
- O diâmetro da gota médio é diretamente proporcional à espessura da película líquida à saída do injetor (LEFEBVRE, 1980, COUTO *et al.*, 1999; COUTO e BASTOS-NETTO, 2000)
- O incremento da razão gás/combustível *GLR*, seja com o aumento da pressão de operação ou com a diminuição da vazão mássica de combustível; diminui o tamanho das gotas.
- Entre os fatores geométricos estão: a) diâmetro do canal de injeção de gás: b) diâmetro e o comprimento da câmara de mistura. O comprimento da câmara de mistura desempenha

um papel importante: com um maior comprimento, maiores gotas serão obtidas e vice-versa.

2.6 Projeto do injetor tipo Y

Muitos pesquisadores estudaram a geometria e caracterização dos injetores tipo Y, entre eles Mullinger (1973), Mullinger e Chigier (1974); Lefebvre (1989), Andreussi *et al.* (1992), Song e Lee (1994, 1996), Lacava *et al.* (1998), Pacífico (2000) e outros; propondo recomendações e uma metodologia para o projeto destes injetores, baseados em considerações teóricas e experimentais.

Embora seja certo que o escoamento dentro do injetor Y seja bifásico (escoamento gás líquido), ele pode ser tratado como um escoamento monofásico, onde o principal fluido é o gás de atomização. Utilizando a teoria do escoamento compressível isentrópico para calcular o escoamento de gás, obtêm-se bons resultados comparados com os experimentais, principalmente na região de expansão do gás dentro do injetor (SONG e LEE, 1994). No entanto, o escoamento pode ser tratado como isotérmico, procedimento amplamente utilizado em dinâmica dos gases.

Para o injetor tipo Y, considera-se que o gás de atomização ingresse com uma alta velocidade, à medida que o combustível líquido é sugado pelo gás ou injetado a uma pressão dada. As considerações adotadas para o cálculo dos parâmetros geométricos do injetor são as seguintes:

- O escoamento do combustível é considerado como um fluxo unidimensional e incompressível em regime permanente.
- O escoamento do gás de atomização é considerado como unidimensional e isentrópico, com constante razão de calores específicos ($k = c_p/c_v = const$) e constante do gás R .
- São conhecidas as propriedades físico-químicas do combustível e do gás de atomização, como a massa específica, viscosidade e tensão superficial.
- Na saída do orifício de injeção, o ar atinge condições sônicas ($M=1$), o que assegura uma vazão mássica máxima de gás de atomização.

A Figura 2.9 apresenta o esquema geométrico do atomizador tipo Y. As recomendações para a escolha dos parâmetros geométricos do atomizador foram obtidas por Mullinger e Chigier (1974), que realizaram uma pesquisa experimental sobre este tipo de injetores. Essas recomendações mostram-se na Tabela 2.5.

Figura 2.9 - Esquema geométrico do projeto do injetor tipo “Y”

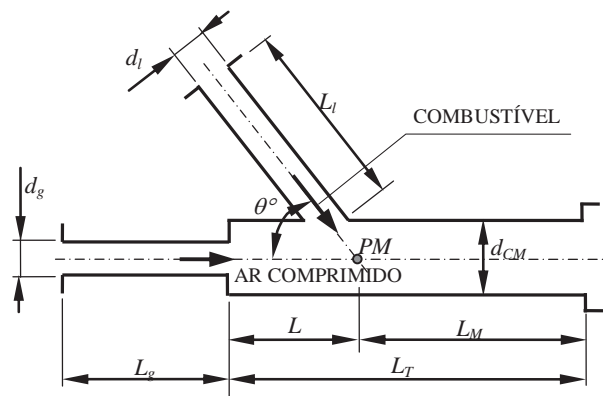


Tabela 2.5 - Parâmetros geométricos para projetar o injetor tipo Y

PARÂMETRO	RECOMENDADO
Diâmetro da linha de ar	d_g (calculado)
Diâmetro da linha de combustível	$d_l = d_g$
Diâmetro da câmara de mistura	$d_{CM} = (1,4 - 1,8) d_g$
Comprimento de premistura	$L = (1 - 2) d_g$
Comprimento de mistura	$L_M = (4 - 5) d_g$
Comprimento total da câmara	$L_T = L + L_M$
Comprimento da linha de ar	$L_g > 2 d_g$
Comprimento da linha de combustível	$L_l > 2 d_g$
Ângulo entre os eixos das linhas de alimentação	$\theta = 52^\circ$

O projeto do injetor para o glicerol (bruto ou misturado) foi feito admitindo-se uma vazão de 3 g/s. Esta vazão foi adotada como a mais adequada para efetuar as medições com o analisador de tamanho de gotas disponibilizado no laboratório. Foi adotada uma pressão de estagnação

como sendo de 500 kPa (5 bar) e uma temperatura de estagnação de 298 K (pressão e temperatura médias em Cacheira Paulista). Foi utilizada a metodologia e recomendações de Mullinger e Chigier (1974) e Lacava et al (1998). O escoamento do gás é considerado como compressível unidimensional e isentrópico, sendo que as propriedades satisfazem estas condições (ZUCROW e HOFFMAN, 1976).

Mullinger e Chigier também determinaram a relação entre as vazões mássicas do gás de atomização e do líquido (*GLR*), recomendando um valor na faixa de 0,5 – 0,15. Considerando que o glicerol bruto é um líquido de viscosidade relativamente elevada, é necessário que o escoamento de gás tenha energia suficiente para atomizá-lo. Daí a justificativa para escolher o maior valor, sendo que a massa de gás de atomização pode ser calculada como:

$$GLR = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_l} = 0,15 \quad \Rightarrow \quad \dot{m}_g = 0,15 \times 3 = 0,45 \text{ g/s} \quad (2.5)$$

Admite-se que na saída do bocal do injetor (entrada da câmara de mistura) o gás de atomização tenha condições críticas ($M = 1$) assegurando a máxima velocidade do gás. Então, na saída do bocal as propriedades do gás serão críticas, sendo:

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} \quad \Rightarrow \quad T^* = 298 \times \left(\frac{2}{1,4+1} \right) = 248,3 \text{ °K} \quad (2.6)$$

$$\frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \Rightarrow \quad p^* = 5 \times 10^5 \times \left(\frac{2}{1,4+1} \right) = 2,64 \times 10^5 \text{ Pa} \quad (2.7)$$

$$\rho^* = \frac{p^*}{RT^*} \quad \Rightarrow \quad \rho^* = \frac{2,64 \times 10^5}{287 \times 248,3} = 3,72 \text{ kg/m}^3 \quad (2.8)$$

A velocidade do gás de atomização na entrada da câmara de mistura será:

$$V^* = a^* = \sqrt{k R T^*} \quad \Rightarrow \quad a^* = \sqrt{1,4 \times 287 \times 248,3} = 315,86 \text{ m/s} \quad (2.9)$$

Como as condições do escoamento de gás são críticas, a vazão mássica será máxima e pode ser encontrada com a seguinte equação:

$$\dot{m}_{MAX} = m^* = \frac{p_{0g} A_g^*}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (2.10)$$

A partir desta equação, pode-se encontrar a área e o diâmetro do bocal do injetor, sendo:

$$A_g^* = m^* \frac{\sqrt{RT_0}}{p_{0g} \sqrt{k}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{-\frac{k+1}{2(k-1)}} = 4,5 \times 10^{-4} \frac{\sqrt{287 \times 298}}{5 \times 10^5 \sqrt{1,4}} \left(\frac{2}{1,4+1} \right)^{-\frac{1,4+1}{2(1,4-1)}} = 3,8439 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$

$$d_g = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 3,8439 \times 10^{-7}}{\pi}} \approx 7,0 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Adota-se $d_g = 0,7 \text{ mm}$.

Uma vez calculado o diâmetro da linha de injeção de gás de atomização se recalcula a vazão mássica de ar real e a razão de gás/líquido, GLR .

Com o valor obtido para o diâmetro do canal de saída do gás, é possível calcular os demais parâmetros geométricos do injetor, seguindo as recomendações formuladas na Tabela 2.5. Estes resultados são mostrados na Tabela 2.6.

Tabela 2.6 – Parâmetros geométricos do injetor de mistura interna tipo Y

Parâmetro	Recomendado	Adotado	Valor (mm)
Diâmetro da linha de gás de atomização	d_g		0,7
Diâmetro da linha de combustível	$d_l = d_g$	$d_l = d_g$	0,7
Diâmetro da câmara de mistura	$d_M = (1,4 \text{ a } 1,8) d_g$	$d_M = 1,7 d_g$	1,2
Comprimento de premistura	$L = (1 \text{ a } 2) d_g$	$L = 2,0 d_g$	1,45
Comprimento de mistura	$L_M = (4 \text{ a } 5) d_g$	$L_M = 4,3 d_g$	3,0
Comprimento total da câmara de mistura	$L_T = L + L_M$	$L_T = L + L_M$	4,45
Comprimento da linha de gás de atomização	$L_g > 2 d_g$	$L_g = 2,2 d_g$	1,55

Comprimento da linha de combustível	$L_l > 2 d_g$	$L_l = 5,7 d_g$	4,0
Ângulo do eixo da linha de combustível	$\alpha = 52^\circ$	$\alpha = 52^\circ$	

Na Figura 2.10 se apresenta um esquema e as medidas características do injetor e na Figura 2.11 são mostradas fotografias do injetor construído.

Figura 2.10 – Esquema e projeto do injetor tipo “Y”

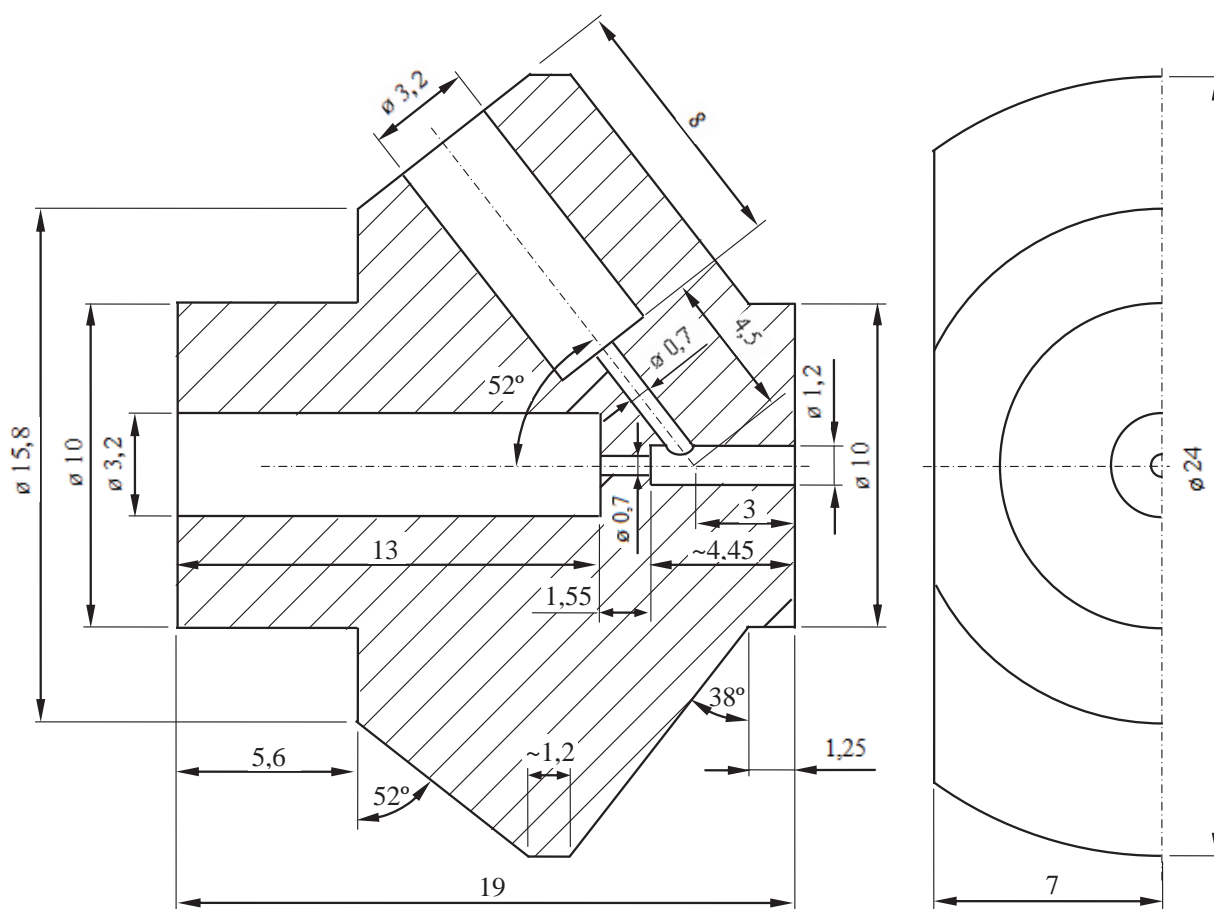


Figura 2.11 – Vistas do injetor tipo Y construído



Sendo conhecidos a vazão mássica de combustível e o diâmetro da linha de combustível, a velocidade de injeção na câmara de mistura pode ser calculada pela equação da continuidade:

$$\dot{m}_i = A_i \rho_i V_i \quad \Rightarrow \quad V_i = \frac{4\dot{m}_i}{\pi d_i^2 \rho_i} = \frac{4 \times 3 \times 10^{-3}}{\pi \times (7 \times 10^{-4})^2 \times 1230} = 6,34 \text{ m/s} \quad (2.11)$$

Para encontrar a perda de carga na linha de combustível, aplica-se a equação de energia entre as seções na entrada da câmara e na superfície do combustível, obtendo-se:

$$p_i + \frac{\rho_i V_i^2}{2} = p_{0,i} \quad \Rightarrow \quad \Delta p = p_{0,i} - p_i = \frac{\rho_i V_i^2}{2} \quad (2.12)$$

$$\Delta p = \frac{1230 \times 6,34^2}{2} = 24,72 \text{ kPa}$$

O coeficiente de descarga C_D é a razão entre a vazão mássica real de combustível e vazão mássica teórica do injetor. Mullinger e Chigier (1975) recomendam:

$$C_D = \frac{\dot{m}_{i,real}}{m_{i,teor}} = 0,7 \dots 0,85 \quad (2.13)$$

Caso seja conhecida a perda de carga na linha de combustível, Δp , a velocidade de injeção de combustível pode ser calculada com a equação 2.12, obtendo-se: $V_i = \sqrt{2\Delta p / \rho_i}$, de modo que o coeficiente de descarga pode ser expresso como:

$$C_D = \frac{\dot{m}_{comb\ real}}{A_{comb} \rho_{comb} \sqrt{2 \Delta p / \rho_{comb}}} = \frac{4 \dot{m}_{comb\ real}}{\pi d_{comb}^2 \sqrt{2 \rho_{comb} \Delta p}} \quad (2.14)$$

2.7 Injetores efervescentes

Os atomizadores de fluido duplo com mistura interna expõem o líquido a um gás de atomização antes de sair para o meio circundante. A grande maioria destes atomizadores, de um modo ou outro, usa a alta velocidade do gás como força motora primária para atomização ou para aumentar a atomização do líquido. Numa abordagem diferente, a atomização efervescente consiste em introduzir o gás de atomização diretamente dentro do escoamento do líquido em algum ponto a montante do orifício de descarga do injetor, criando um escoamento bifásico borbulhante chamado também de efervescente. Quando a mistura do fluxo borbulhante sai pelo orifício de descarga do injetor, as bolhas expandem-se rapidamente logrando quebrar o líquido circundante em gotas de diferentes tamanhos (WITHLOW e LEFEBVRE, 1993).

Muitos estudos experimentais detalhados foram realizados para determinar o desempenho e as características do spray de atomizadores efervescentes em varias condições de operação. Os resultados desses experimentos indicam que os atomizadores efervescentes apresentam as seguintes vantagens sobre atomizadores de pressão convencionais, rotativos e de fluido duplo:

- Geram uma boa atomização com pressões de injeção inferiores aos exigidos com outros atomizadores (LEFEBVRE *et al.*, 1988; ROESLER e LEFEBVRE,1989; WANG, CHIN e LEFEBVRE, 1989; LEFEBVRE, 1989).
- Para qualquer pressão de injeção dada, menores tamanhos de gotas são obtidos do que aqueles produzidos por métodos mais convencionais de atomização (LEFEBVRE *et al.*, 1988; ROESLER e LEFEBVRE,1989; WANG, CHIN e LEFEBVRE, 1989; LEFEBVRE, 1989).
- Precisam de vazões de gás muito menores do que a maioria de outras formas de atomização com injetores de fluido duplo (LEFEBVRE *et al.*, 1988; ROESLER e LEFEBVRE,1989; WANG, CHIN e LEFEBVRE, 1989; LEFEBVRE, 1989).
- Com uma vazão comparável, os diâmetros de orifício de saída são maiores do que os de outros tipos de atomizadores, minimizando problemas de entupimento e facilitando a

fabricação do atomizador (BUCKNER, SOJKA e LEFEBVRE, 1990; LEFEBVRE, 1989; LOEBKER e EMPIE, 1997).

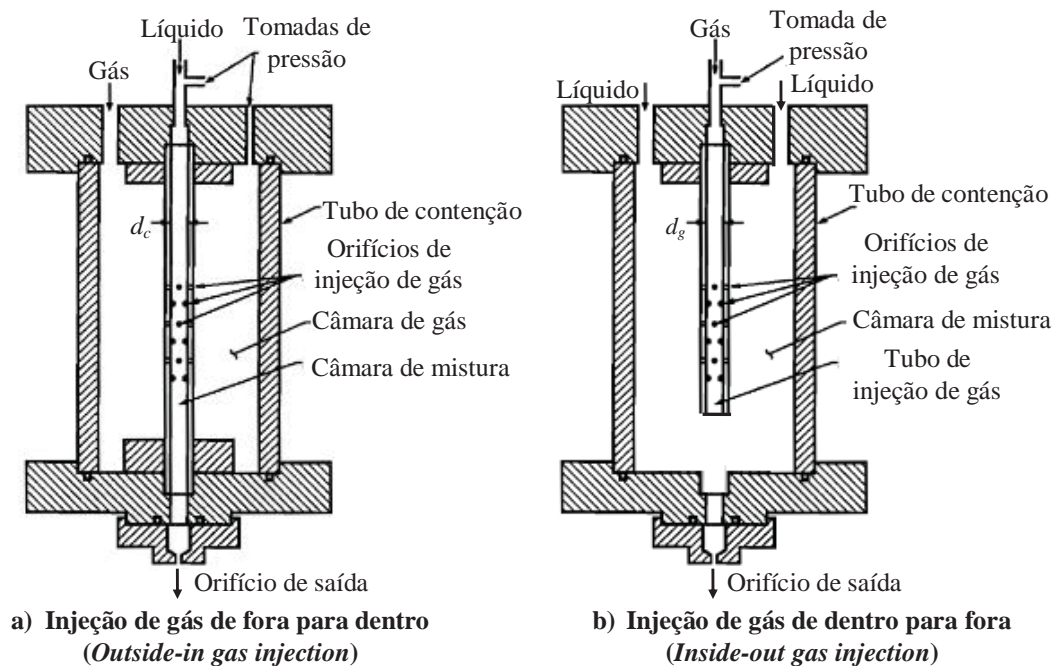
- Em aplicações de combustão, os atomizadores efervescentes produzem sprays que conduzem a uma redução das emissões de poluentes, devido à presença de ar (gás de atomização) no núcleo do spray (LEFEBVRE *et al.*, 1988).
- O tamanho médio da gota é relativamente insensível à viscosidade do líquido, sendo que um único atomizador pode trabalhar com líquidos diferentes sem comprometer o desempenho (BUCKNER e SOJKA, 1991; SUTHERLAND *et al.*, 1995).
- Em atomizadores efervescentes, as velocidades do escoamento no orifício de descarga são muitos menores que as encontradas em atomizadores convencionais, porque os escoamentos bifásicos se bloqueiam a velocidades significativamente mais baixas do que os escoamentos monofásicos. Isso reduz a erosão do orifício quando se manipulam líquidos com suspensões sólidas (CHAWLA, 1985; PANCHAGNULA e SOJKA, 1999).
- São dispositivos simples, robustos e confiáveis. Exigem pouca ou nenhuma manutenção e podem ser operado a baixo custo (LEFEBVRE, 1989)

A principal desvantagem da atomização efervescente e de muitas outras formas de atomização de fluido duplo, é a necessidade de ter um fornecimento de gás pressurizado. No entanto, desde que as vazões necessárias de gás são pequenas, muitas vezes, este requisito pode ser cumprido com relativa facilidade.

2.7.1 Classificação dos injetores efervescentes

O atomizador efervescente permite uma grande variedade de configurações (CHIN e LEFEBVRE, 1995). Os injetores efervescentes classificam-se em função da injeção de gás como: injeção de gás de fora para dentro (o líquido flui através da câmara interior e gás através da câmara exterior) e injeção de gás de dentro para fora (o gás flui através da câmara interior e líquido através da câmara exterior). A Fig. 2.12 mostra estes dois tipos de injetores.

Figura 2.12 - Tipos de projetos de atomizadores efervescentes



Fonte: Adaptado de Chen e Lefebvre (1994)

Os atomizadores efervescentes compõem-se de quatro partes principais: uma entrada do gás de atomização, outra entrada para fornecimento de líquido, uma câmara de mistura onde o gás é borbulhado na corrente líquida e um orifício de saída. O gás flui através dos orifícios aeradores para a câmara de mistura, formando um escoamento borbulhante.

Um atomizador efervescente típico tem aproximadamente de 100 a 150 mm de comprimento com diâmetro de 30 a 50 mm, embora projetos específicos possam ter medidas consideravelmente diferentes. Os diâmetros da câmara de mistura em geral variam de 5 a 25 mm, em diversos modelos, com tamanhos de orifício de saída típicos situados na faixa de 0,1 até 2,5 mm (SOVANI *et al.*, 2001).

2.7.2 Processo de atomização em injetores efervescentes

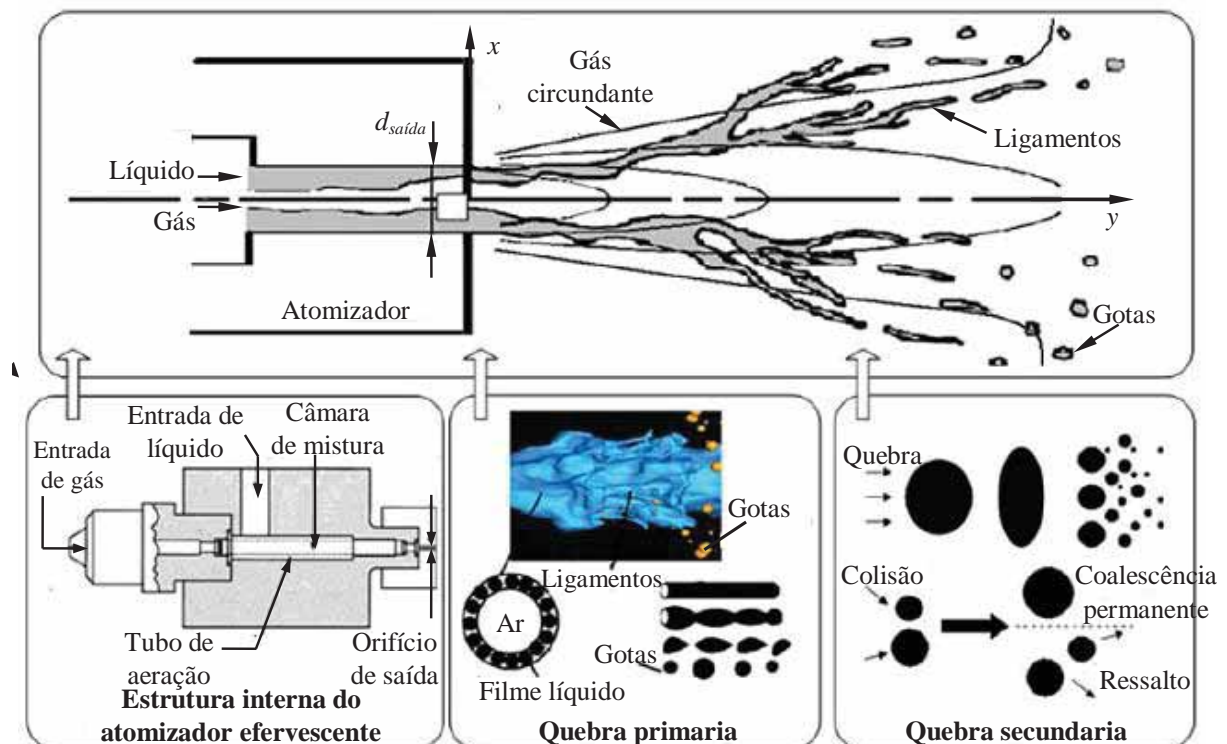
Em atomizadores efervescentes, a fase gasosa pressurizada é dispersa na fase líquida antes de entrar em um bocal localizado na saída do atomizador. A mistura bifásica é acelerada dentro de um cone (transição entre a câmara de mistura e a saída) e na seção transversal mais estreita,

pode-se atingir uma vazão mássica crítica. Deixando o bocal, a fase gasosa se expande e o líquido é disperso em ligamentos que se decompõem em gotas.

Todo o processo de atomização pode ser dividido em três etapas. Na primeira etapa da atomização, ocorre a mistura interna do gás e líquido. O gás de atomização é borbulhado na massa líquida a baixa velocidade, formando bolhas que produzem um escoamento bifásico que se movimenta para o orifício de saída do atomizador. A segunda etapa desenvolve-se na vizinhança do orifício de saída. Passando a seção de saída do bocal, a fase gasosa expande-se rapidamente e vai quebrar o líquido espremido, o qual gera ligamentos e gotas finas. Esta etapa pode ser chamada de atomização primária. As gotículas e ligamentos produzidos são instáveis no spray turbulento, prosseguindo a quebra deles. Na terceira etapa, as gotas produzidas pela atomização primária serão submetidas a uma série de eventos, tais como separação por colisão, quebra de gotas e coalescência, que pode ser chamada de etapa de quebra secundária (QIAN *et al.*, 2010).

A Figura 2.13 mostra o esquema da quebra do líquido e a produção do spray num atomizador efervescente.

Figura 2.13 - Esquema da produção do spray na atomização efervescente.



Fonte: Adaptado de Qian *et al.* (2010).

Em diversas condições de operação dos atomizadores efervescentes, gás e líquido podem ser encontrados escoando simultaneamente no interior de dutos, ficando dispostos em diversas configurações espaciais, que são denominadas de padrões de escoamento. Dependendo se o escoamento for horizontal ou vertical, podem-se distinguir vários padrões ou regimes de escoamento.

Uma ampla faixa de variáveis governa o padrão de escoamento, entre elas pode se citar a orientação, a razão de proporção do duto, a razão de vazão de massa e vazão volumétrica dos escoamentos de gás e de líquido, assim como as propriedades físicas e termodinâmicas dos fluidos (SHER, BAR-KOHANY e RASHKOVAN, 2007).

Vários estudos sobre o comportamento do escoamento bifásico no interior desses atomizadores foram sendo realizados, destacando os feitos pelos grupos encabeçados por Lefebvre e Sojka (1990). Roesler e Lefebvre (1988, 1989) conduziram experimentos para visualizar como se aproxima o escoamento bifásico ao orifício de saída do injetor e o mecanismo de quebra do líquido na proximidade da saída do injetor. O trabalho de Chin e Lefebvre (1993) é um que leva em conta o regime de escoamento no interior do atomizador. Eles analisaram a influência da pressão de injeção, a viscosidade e a tensão superficial sobre o regime de escoamento.

Os mecanismos de atomização efervescente também foram discutidos por Sovani *et al.* (2001). Kim e Lee (2001) analisaram experimentalmente o efeito dos padrões de escoamento no interior da câmara de mistura de atomizadores efervescentes sobre o desempenho da atomização para orifícios grandes (maiores que 1,2 mm) para uma gama de baixa pressão (menores que 4 bar). Os experimentos têm indicado que um padrão de regime bifásico anular na saída do bocal é benéfico para a obtenção de gotículas mais finas (SOVANI *et al.*, 2001).

2.7.3 Parâmetros que influenciam o desempenho do atomizador efervescente

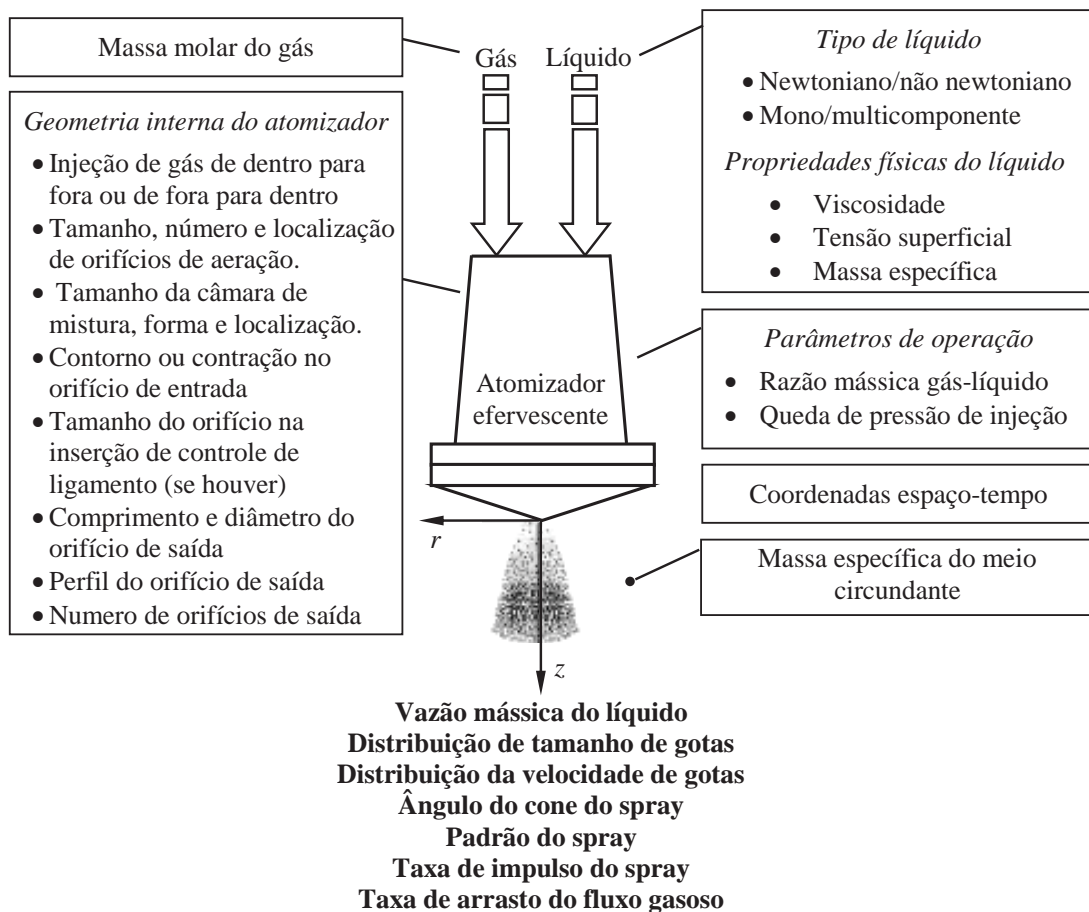
No processo de atomização, as características do spray produzido pelo atomizador efervescente são dependentes de diversos parâmetros, tais como as propriedades físicas do líquido, a geometria interna do atomizador e as condições de operação.

As variáveis que podem ser governadas diretamente são listadas como os principais parâmetros operacionais. Elas incluem a queda de pressão e injeção, a razão de vazões mássicas

do gás de atomização e do líquido (GLR). As variáveis independentes associadas ao líquido incluem as propriedades físicas do líquido (Newtoniano/não-newtoniano), se é componente monofásico/multifásico.

A gama de fatores que influenciam as características de um spray produzido pelo atomizador efervescente são chamadas de variáveis independentes e apresentam-se na Figura 2.14; as variáveis dependentes são as características do spray que são de interesse na maioria das aplicações. As variáveis independentes são classificadas em categorias, conforme mostrado nas caixas da Figura 2.14.

Figuras 2.14 - Variáveis dependentes e independentes na atomização efervescente

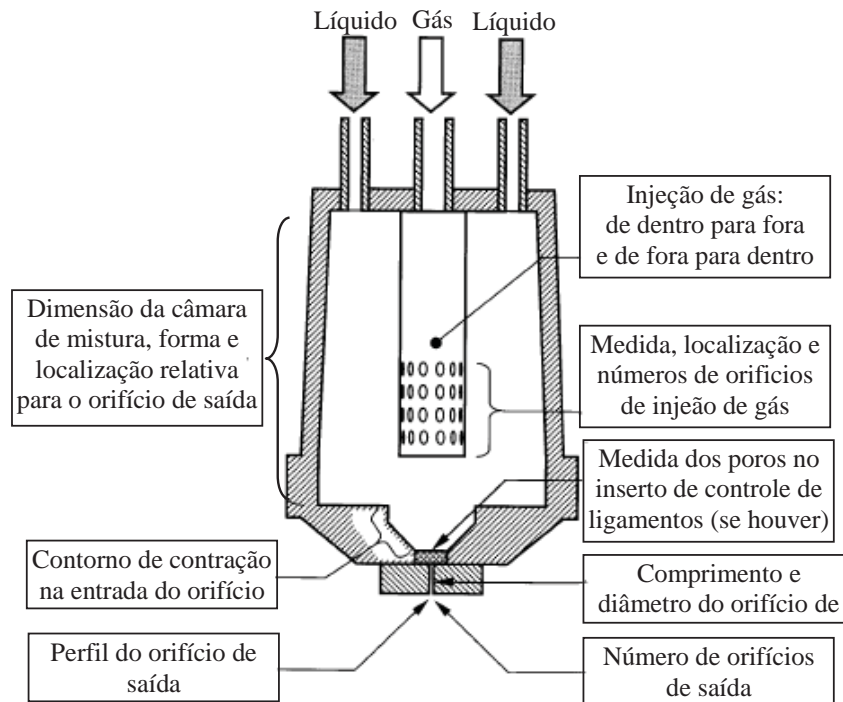


Fonte: Adaptado de Sovani *et al.* (2001)

Existe uma extensa literatura sobre a influência da geometria do sistema de mistura gás-líquido sobre o desempenho de atomizadores efervescentes. Foi demonstrado que a otimização do

projeto do atomizador pode melhorar as características do spray (JEDELSKI *et al.*, 2009). Os aspectos da geometria interna do atomizador que influenciam nas características de atomização são ilustrados na Figura 2.15.

Figura 2.15 - Aspectos da geometria interna do atomizador



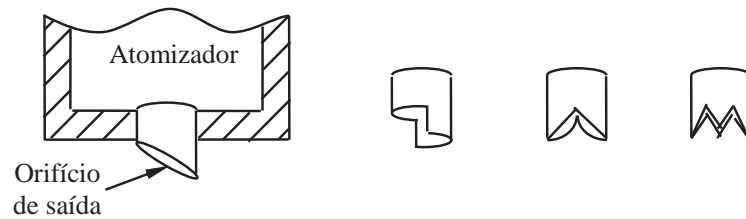
Fonte: Adaptado de Sovani *et al.* (2001)

Os principais fatores geométricos que determinam o regime de escoamento no interior do atomizador e, portanto, as características do *spray* são os seguintes:

- Tamanho e número dos orifícios de aeração: o tamanho e o número dos orifícios de aeração podem influenciar no tamanho e concentração das bolhas. Estes parâmetros definem a área total A_g através do qual o gás penetra na corrente líquida. Um importante parâmetro geométrico é a relação entre a área de descarga (saída) do atomizador para a área total dos orifícios aeradores A_0/A_g (ROESLER e LEFEBVRE, 1989; CHIN e LEFEBVRE, 1993).

- Localização dos orifícios do aerador em relação ao orifício de descarga final: este parâmetro determina o comprimento de desenvolvimento e a evolução da mistura bifásica borbulhante no interior do atomizador (WADE *et al.*, 1999).
- A direção dos orifícios de aeração que modifica a direção da entrada do gás no líquido: a direção tangencial conduz a um movimento turbilhonado da mistura e pode melhorar o processo de diluição das bolhas de gás, assim como o ângulo de inclinação entre o escoamento líquido (eixo aerador) e os orifícios de aeração também pode modificar o escoamento bifásico (CHIN e LEFEBVRE, 1993; TAMAKI *et al.*, 2004).
- Tamanho da câmara de mistura dada pela área da seção transversal (definida pelo diâmetro no caso de uma câmara de forma cilíndrica), que regula a evolução interna do escoamento bifásico e modifica a velocidade. A localização da fila de orifícios em relação ao orifício de saída, juntamente com a distância da última fila de orifícios de aeração, em relação ao orifício de saída, define o volume da câmara.
- Forma (perfil) da câmara de transição, entre a câmara de mistura e o orifício de saída: o fluido sofre uma contração para atingir o orifício de saída, que influencia no regime de transição do escoamento dentro do orifício (CHIN e LEFEBVRE, 1995).
- Tamanho dos poros do elemento de controle do ligamento: um suplemento de controle de ligamento é uma peça porosa, que opcionalmente pode ser instalada na entrada do orifício de saída. É confirmado que o tamanho dos poros desta peça pode influenciar nas características da atomização (SOUTHERLAND *et al.* 1997).
- Comprimento e diâmetro do orifício de saída: o diâmetro do orifício de saída controla a vazão do atomizador; a relação comprimento/diâmetro tem um efeito significativo no tamanho do diâmetro médio das gotas (CHIN e LEFEBVRE, 1995).
- Perfil do orifício de saída: a borda do orifício no plano de saída pode ser perfilada para alterar as características da atomização (SOVANI *et al.*, 2001). Exemplos de perfis de saída de orifício são apresentados na Figura 2.16.

Figura 2.16 - Tipos de perfis do orifício de saída do atomizador efervescente



- Número de orifícios de saída: se o escoamento bifásico dentro de um atomizador com múltiplos orifícios de saída não é homogêneo, os sprays produzidos por cada orifício individual apresentarão características diferentes (SOVANI *et al.*, 2001, JEDELSKY *et al.*, 2009).
- Diâmetro do orifício de saída d : o diâmetro do orifício de saída é considerado por muitos pesquisadores a ter um menor efeito sobre SMD (LEFEBVRE *et al.*, 1988; WANG *et al.*, 1989). Um aumento no diâmetro do orifício de saída parece resultar em um aumento no SMD (PETERSEN *et al.*, 2004). Embora um estudo posterior mostre um efeito reverso (WADE *et al.*, 1999), o SMD em atomizadores efervescentes deve exibir uma relação diretamente proporcional ao diâmetro do orifício de saída d .

Os efeitos da geometria do atomizador parecem ser bem menos compreendidos, tanto que os efeitos característicos de alguns parâmetros operacionais no SMD podem ser descritos qualitativamente, sendo os principais:

- Razão mássica gás-líquido (GLR): Muitos estudos sugerem que o GLR tem o maior efeito individual no SMD para as condições e fluidos investigados (BUCKNER *et al.*, 1990; SOJKA e LEFEBVRE, 1990; BUCKNER e SOJKA, 1991; PETERSEN *et al.*, 2004). O SMD diminui quando o GLR aumenta, existindo uma relação inversamente proporcional entre o GLR e o SMD.
- Queda de pressão Δp : Quase todos os estudos relatam uma redução no tamanho das gotas do spray quando a pressão operacional é aumentada. Muitos estudos indicam que a queda de pressão tem um forte efeito sobre os tamanhos de gotas do *spray*, assim como em atomizadores convencionais (SOJKA e LEFEBVRE, 1990; WADE *et al.*, 1999; SOVANI *et al.*, 2001). Alguns estudos afirmam que o SMD é quase independente da queda de pressão (BUCKNER e SOJKA, 1991). No entanto, esse comportamento foi observado em estudos com fluidos não newtonianos de alta viscosidade. Portanto, Δp

pode ter de moderada a forte influência sobre o SMD (talvez se tornando menos pronunciada com fluidos mais viscosos e em GLR superiores), com o SMD diminuindo ao aumentar Δp .

- Viscosidade do líquido: Segundo a maioria de estudos, o SMD das gotículas do *spray* é independente ou quase independente das mudanças de viscosidade (BUCKNER e SOJKA, 1991; LUND *et al.*, 1993; SUTHERLAND *et al.*, 1997; SOVANI *et al.*, 2001). Dado que a viscosidade se opõe à quebra do fluido e aumentando a viscosidade aumenta as forças que mantêm os ligamentos líquidos e gotas juntos, parece provável que o aumento da viscosidade do fluido deva resultar em um aumento do SMD do *spray* em uma correlação universal hipotética para o SMD (KONSTANTINOV, 2010).
- Tensão superficial: Apesar de divergências sobre se as mudanças da tensão superficial aumentam ou diminuem o tamanho das gotas do *spray*, os pesquisadores concordam que tem um efeito menor no SMD (SUTHERLAND *et al.*, 1995). Portanto, aumentando a tensão superficial, poderia se esperar um aumento do SMD das gotículas do *spray*.
- Massa específica: O efeito da massa específica do fluido na atomização efervescente não tem sido muito investigado. Segundo um pesquisador, um decréscimo na massa específica surpreendentemente leva a um ligeiro aumento do SMD das gotas do *spray* (SANTANGELO e SOJKA, 1995). Foi observado que a razão de massa específicas do gás para o líquido influencia fortemente no ponto de transição entre regimes de escoamento na câmara de mistura (CHEN e LEFEBVRE, 1994), portanto, potencialmente amplia os regimes de escoamento na câmara de mistura e influência nas características da atomização. Em atomizadores, o aumento da massa específica do combustível leva a um aumento no SMD. Santangelo e Sojka (1995) parecem sugerir que isso pode não ser certo no caso da atomização efervescente. No entanto, se espera um efeito menor sobre SMD.

Assim, não é possível fazer generalizações com base nos resultados publicados, os quais foram obtidos utilizando diferentes conceitos de atomizador para líquidos com diferentes propriedades físicas (geralmente água) e variadas condições de operação. Cada caso deve estar avaliado mediante um estudo sistemático da configuração do atomizador efervescente,

considerando a influência das propriedades do fluido a atomizar, a geometria construtiva e as condições de operação sobre o desempenho do spray (JEDELSKI *et al.*, 2009).

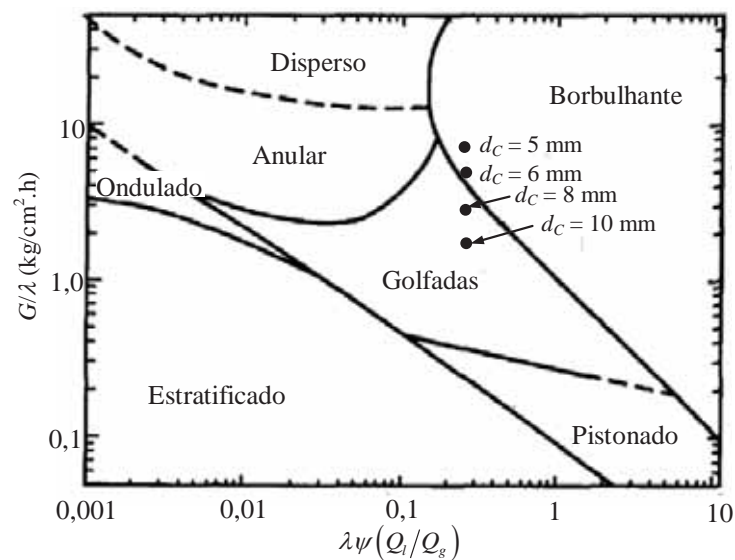
2.8 Projeto de um injetor efervescente

Não existe uma metodologia universal para o projeto dos atomizadores efervescentes. Os parâmetros que afetam a operação e o diâmetro médio das gotas são de natureza. Todavia, as múltiplas experiências realizadas sobre estes injetores produziram muitas recomendações, as quais são levadas em conta na etapa de projeto.

O presente trabalho propõe o dimensionamento de um injetor efervescente com injeção de ar de fora para dentro e com uma câmara de mistura de seção circular. Um dos objetivos do projeto é encontrar o diâmetro da câmara de mistura com o qual o escoamento atinge um padrão de escoamento borbulhante na entrada para a zona de saída do injetor.

Diferentes padrões podem ocorrer em um escoamento bifásico gás-líquido em um tubo horizontal. Existem varias propostas para caracterizar o escoamento bifásico, sendo que aqui será apresentado o mapa de padrão de escoamento horizontal proposto por Baker (CHIN e LEFEBVRE, 1995) que é mostrado na Fig. 2.17.

Figura 2.17 – Regimes de escoamento bifásico para mistura de ar-água em dutos horizontais.



Fonte: Chin e Lefebvre, 1995.

Os padrões de escoamento mostrados na Figura 2.17 incluem: a) escoamento estratificado, no qual o líquido flui ao longo da parte inferior do tubo com o gás fluindo na parte superior, b) escoamento ondulado, o qual é semelhante ao fluxo estratificado com exceção que na interface têm-se ondas que viajam na direção do fluxo; c) escoamento em golfadas, em que uma onda é recolhida periodicamente pelo rápido movimento do gás para formar uma golfada que se desloca ao longo do tubo com velocidade maior do que a velocidade média do líquido; d) escoamento borbulhante, no qual as bolhas de gás se dispersam por todo o líquido; e) escoamento anular, onde o líquido forma uma película ao longo das paredes do duto, e 6) escoamento disperso, no qual se tem gotículas de líquido dispersas e arrastadas pela corrente de gás que escoar no tubo.

Para a atomização efervescente do glicerol bruto é necessário ter um padrão de escoamento borbulhante. Na figura 2.17 também se mostra os diâmetros da câmara de mistura com diâmetros de 5, 6, 8 e 10 mm, que foram calculados sob as seguintes condições: $\dot{m}_l = 20 \text{ g/s}$; $GLR = 0,02$ e $d_c = 6 \text{ mm}$. A sequência de cálculo é como segue:

- i) Calcula-se a vazão de ar com a equação:

$$\dot{m}_g = GLR \dot{m}_l = 0,02 \times 20 = 0,4 \text{ g/s} \quad (2.15)$$

- ii) Logo, é calculada a razão de massa específica do gás para o ar na condição padrão:

$$\rho'_g = \rho_g / \rho_{ar} = 1,23 / 1,23 = 1 \quad (2.16)$$

- iii) São calculadas as razões de massa específica, viscosidade e tensão superficial do líquido combustível para a água na condição padrão:

$$\rho'_l = \rho_{glic} / \rho_{H_2O} = 1060 / 1000 = 1,06 \quad (2.17)$$

$$\mu'_g = \mu_{glic} / \mu_{H_2O} = 0,078 / 0,001 = 78 \quad (2.18)$$

$$\sigma'_l = \sigma_{glic} / \sigma_{H_2O} = 0,069 / 0,072 = 0,958 \quad (2.19)$$

iv) Calculam-se os fatores λ e ψ como:

$$\lambda = \sqrt{\rho'_g \rho'_l} = \sqrt{1,0 \times 1,06} = 1,03 \quad (2.20)$$

$$\psi = (\sigma'_l)^{-1} (\mu'_l)^{1/3} (\rho'_l)^{-2/3} = (0,958)^{-1} (78)^{1/3} (1,06)^{-2/3} = 4,29 \quad (2.21)$$

v) São determinadas as vazões volumétricas de gás e combustível:

$$Q_g = \dot{m}_g / \rho_g = 4 \times 10^{-4} / 1,23 = 3,25 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \quad (2.22)$$

$$Q_l = \dot{m}_l / \rho_{glic} = 0,02 / 1060 = 1,89 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \quad (2.23)$$

vi) É calculado o fluxo de gás como:

$$G = \frac{\dot{m}_g}{A} = \frac{4 \times 1,44}{\pi \times 0,6^2} = 5,09 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2 \cdot \text{h}} \quad (2.24)$$

vii) São calculados os parâmetros correspondentes ao mapa de Baker:

$$G/\lambda = 5,09 / 1,03 = 4,95 \quad (2.25)$$

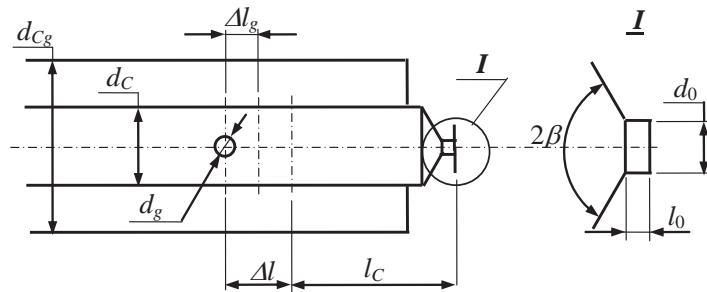
$$\lambda \psi (Q_l / Q_g) = 1,03 \times 4,29 \times (1,89 \times 10^{-5} / 3,25 \times 10^{-4}) = 0,26 \quad (2.26)$$

Os resultados dos cálculos estão mostrados na Figura 2.17. Observa-se que, para as condições dadas, as câmaras de mistura com diâmetros de 8,0 e 10 mm seriam muito grandes, o que levaria a um regime de golfadas. As câmaras com diâmetro 5,0 e 6,0 mm oferecem um regime de escoamento borbulhante, que é o desejado. As condições tecnológicas de fabricação no INPE não permitiram fabricar uma câmara com diâmetro de 5,0 mm. Decidiu-se fabricar um

injetor com câmara de mistura de 6,0 mm, o que levou a ter uma vazão de glicerol bruto de 20 g/s. Uma menor vazão desloca o padrão do escoamento para o regime de golfadas ou de pistão.

O efeito do diâmetro do orifício final de descarga no tamanho das gotas foi examinado por vários pesquisadores (LEFEBVRE *et al.*, 1988; ROESLER e LEFEBVRE, 1989; WANG *et al.*, 1989; BUCKNER *et al.*, 1990; BUCKNER e SOJKA, 1991; WITHLOW e LEFEBVRE, 1993; WADE *et al.*, 1999) que relataram que o tamanho das gotas é independente do diâmetro do orifício de descarga final. Assim, o desempenho do injetor é indiferente para o diâmetro do orifício de saída. Os tamanhos típicos do orifício de saída encontram-se na faixa de 0,5 – 2,5 mm. Em todos os casos, as diferenças do diâmetro médio dos sprays produzidos sob diferentes diâmetros de saída foram muito pequenas (SOVANI *et al.*, 2001). Para o presente trabalho adotou-se um diâmetro de $d_0 = 1,2$ mm, considerando que os líquidos a atomizar têm viscosidade relativamente grande. Na Figura 2.18, mostra-se o esquema dos parâmetros geométricos do injetor efervescente.

Figura 2.18 – Esquema da geometria do injetor efervescente



Um importante parâmetro geométrico a definir é o diâmetro dos orifícios de aeração d_g , já que influencia a razão da área do orifício final de descarga para a área total dos orifícios de aeração, A_0/A_g . A razão destas áreas tem uma forte influência no tamanho médio das gotas do *spray*. Segundo Chin e Lefebvre (1995), para baixas razões de *GLR* (menores de 0,05), atomizadores com baixos valores de A_0/A_g (na faixa de 0,13 para 0,28) produzem *sprays* mais finos do que os produzidos por atomizadores com altos valores de A_0/A_g (na faixa de 2,64 para 3,1). Segundo Jedelsky *et al.* (2009), a melhor faixa para esta razão encontra-se entre 0,08 e

0,125, para pressões manométricas de 0,1 até 0,5 MPa. Visando ter um menor gasto de gás de atomização, adota-se:

$$\frac{A_0}{A_g} = 0,12 \quad \Rightarrow \quad A_g = \frac{\pi d_0^2}{4 \times 0,12} = \frac{\pi \times 1,2^2}{4 \times 0,12} = 9,4247 \text{ mm}^2 \quad (2.27)$$

Geralmente, a área de aeração está composta de um arranjo de n orifícios, localizados em uma seção transversal; por m filas de orifícios. Para o presente caso, adota-se: $m = 2$ e $n = 6$. Então, o diâmetro dos orifícios de aeração é:

$$m \times n \frac{\pi d_g^2}{4} = 9,4247 \text{ mm}^2 \quad \Rightarrow \quad d_g = \sqrt{\frac{4 \times 9,4247}{2 \times 6 \times \pi}} = 1,0 \text{ mm} \quad (2.28)$$

Segundo Chin e Lefebvre (1995), o ângulo de convergência na entrada do orifício de saída, 2β , tem pouco efeito sobre o diâmetro médio das gotas do *spray*. São recomendados valores de $2\beta = 90^\circ$ a 120° , porque fornecem boas características de atomização utilizando um comprimento relativamente curto do orifício de saída. Assim, foi adotado $2\beta = 120^\circ$, facilitado pelas condições tecnológicas de manufatura (geometria da ferramenta que geralmente é uma broca).

A relação comprimento/diâmetro do orifício de descarga final, l_0/d_0 , tem um efeito significativo sobre o desempenho da atomização. Uma redução da razão l_0/d_0 melhora a eficiência da atomização, diminuindo o diâmetro médio das gotas, devido, possivelmente, a menores perdas por atrito neste setor (CHIN e LEFEBVRE, 1995; SOVANI *et al.*, 2001). Porém, um valor muito pequeno de l_0/d_0 expõe o orifício de descarga a erosão excessiva e desgaste. Sob estas considerações, o valor de 0,5 é considerado como a melhor solução para o conflito entre os requisitos de desempenho de boa atomização, a erosão e desgaste. Este valor foi adotado para o projeto do atomizador a se usar nos testes deste trabalho. Logo:

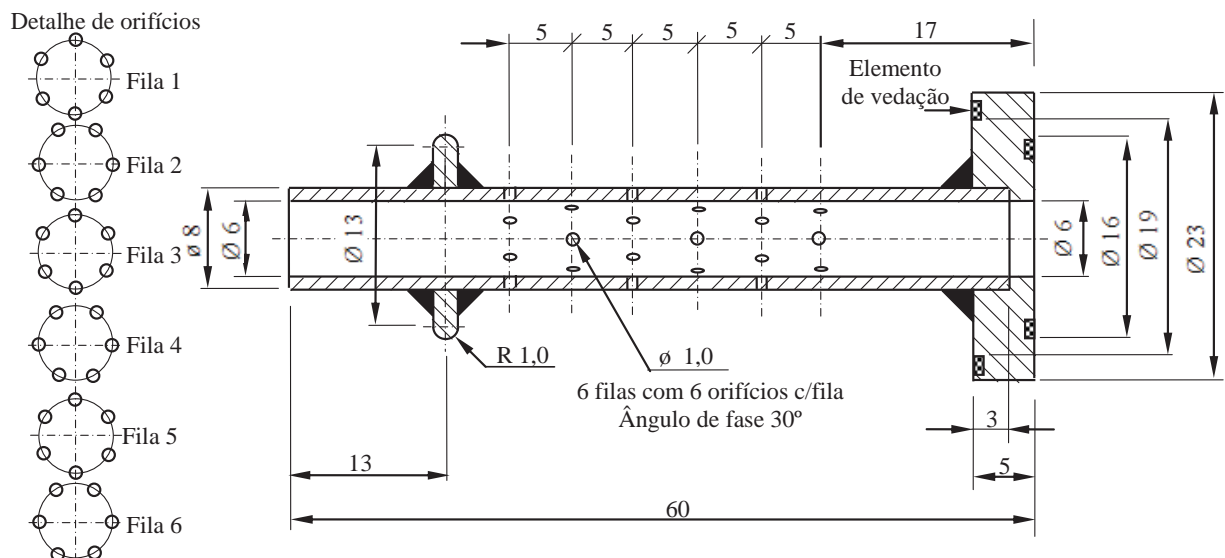
$$l_0/d_0 = 0,5 \quad \Rightarrow \quad l_0 = 0,5 \times 1,2 = 0,6 \text{ mm} \quad (2.29)$$

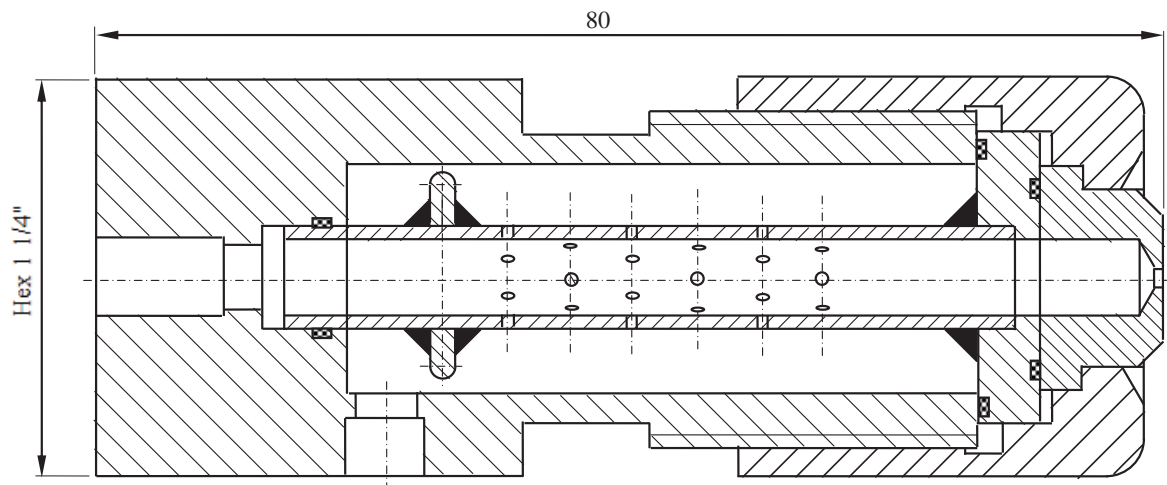
A distância entre a última serie de orifícios de aeração e o orifício final de descarga define o comprimento da câmara de mistura, l_c , que é o comprimento de livre deslocamento da mistura bifásica. A divisão de grandes volumes de fases separadas, com homogeneização da mistura e mesclagem das bolhas, é possível, dependendo das condições do escoamento bifásico (Jedelsky *et al.*, 2007). Segundo Jedelsky *et al.* (2009), os melhores resultados são obtidos para comprimentos relativos de câmara de mistura com valores na faixa de 3,5 para 5,0. Neste caso, será adotado igual a 4,5 obtendo-se:

$$l_c/d_c = 4,5 \quad \Rightarrow \quad l_c = 4,5 \times 6 = 27 \text{ mm} \quad (2.30)$$

Não existem recomendações específicas para as demais medidas geométricas. Para o caso da distância entre as fileiras de orifícios de aeração, elas foram tomadas como sendo uma média dos injetores efervescentes estudados por Jedelsky *et al.* (2009), sendo igual a $\Delta l_g = 5 \text{ mm}$. No caso da câmara de ingresso de gás, adotou-se $d_{c_g} = 18 \text{ mm}$, sob as condições construtivas. O esquema da geometria do injetor efervescente se mostra na Figura 2.19.

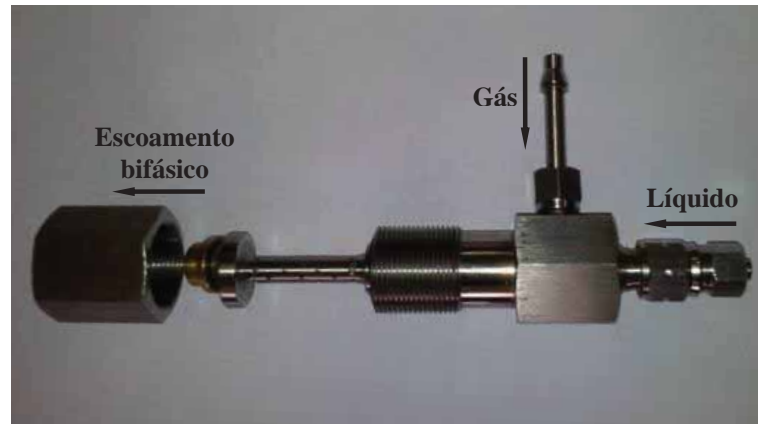
Figura 2.19 – Corte da câmara de mistura e do injetor efervescente





Resumindo, o injetor tem uma câmara tubular central com 6,0 mm de diâmetro interno e 48 mm de comprimento, por onde escoo o combustível. A câmara de mistura está rodeada por gás, que chega através de um coletor cilíndrico anular de gás, chamado de câmara de distribuição com 23 mm de diâmetro, como mostrado na Fig. 2.19. Trinta e seis orifícios de 1,0 mm de diâmetro foram perfurados na parede da câmara de mistura e conformam o sistema de aeração. Os orifícios foram organizados em seis anéis com seis furos equidistantes em cada anel. Cada fila está espaçada a 5,0 mm uma da outra e rotado em 30° do orifício vizinho. A última fileira de orifícios de injeção esta localizada a 23 mm a montante do orifício de saída. A quantidade de orifícios de aeração deve ser regulada e ajustada na a etapa experimental. Na saída tem-se um bocal convergente com um ângulo de cone 120° provido de um orifício de saída de 1,2 mm de diâmetro. A relação comprimento/diâmetro de saída do bocal de saída foi de 0,5. Adotou-se que o comprimento total do atomizador é de aproximadamente 80 mm. O fornecimento de combustível e do gás de atomização é feito por dois orifícios: um orifício de 6 mm de diâmetro, paralelo ao eixo e localizado no extremo oposto ao bocal de saída, para a entrada de combustível, e outro orifício, lateral, de 6,0 mm de diâmetro para entrada do gás de atomização. A Fig. 2.20 apresenta o protótipo de injetor efervescente.

Figura 2.20 – Protótipo de injetor efervescente



Não existe uma equação universal para determinar o coeficiente de descarga do injetor efervescente. Segundo Jedelsky *et al.* (2009), o coeficiente de descarga depende das propriedades do líquido (massa específica, viscosidade e tensão superficial), da geometria do atomizador e das condições de operação, enquanto Chen e Lefebvre (1994) indicam que depende das propriedades do líquido e da razão GLR, sem influência da geometria do injetor. Isto torna mais interessante a realização de testes para determinar o coeficiente de descarga.

Em relação ao diâmetro médio das gotas, não existe acordo entre os pesquisadores para definir uma relação única para o SMD de atomizadores efervescentes, dado que algumas das correlações existentes foram determinadas empiricamente e outras obtidas através de modelos e simulações. Segundo Konstantinov *et al.* (2010), geralmente, as relações para o SMD de atomizadores efervescentes estão em função de uma gama de condições operacionais, propriedades dos fluidos e geometrias possíveis do atomizador, que afetam o escoamento interno e, portanto, características de atomização e SMD. A variação de cada um destes parâmetros, mantendo as demais variáveis constantes, permite determinar um SMD resultante e os resultados podem ser traçados em um gráfico permitindo determinar as relações entre os parâmetros primários de funcionamento e o SMD.

As investigações para determinar as relações existentes foram realizadas para diferentes modelos e configurações de injetor, diferentes condições de funcionamento que influem no escoamento bifásico no interior do atomizador, e diferentes mecanismos dominantes na quebra do

líquido. Por isso, é difícil tirar conclusões gerais sobre a importância dos parâmetros operacionais utilizando as correlações existentes para o SMD.

Também, a distribuição espacial e temporal do diâmetro de gotas e as velocidades das gotas dentro do spray dependem da pressão total na frente do bocal, a vazão volumétrica de líquido e gás, assim como da distribuição espacial e temporal de gás e líquido no orifício de saída. Essas distribuições dependem do desenho da entrada do gás na câmara de mistura e as condições do escoamento bifásico dentro da câmara de mistura e do bocal (LÖRCHER, SCHMIDT e MEWES; 2005).

O presente trabalho prevê a medição das gotas em injetores efervescentes variando os parâmetros operacionais.

3 DESENVOLVIMENTO DA FORMULAÇÃO TEÓRICA

O escoamento através do injetor é bifásico, sendo composto pelo combustível líquido (incompressível) e pelo gás de atomização (compressível). Particularmente, no injetor tipo Y o escoamento do gás pode ser analisado como sendo o principal, devido a que fornece a energia para o processo de atomização. Visando uma melhor compreensão da dinâmica do fluxo, apresentam-se inicialmente os fundamentos da teoria do escoamento compressível adiabático e isotérmico, que irão servir para comparação com os resultados experimentais.

3.1 Escoamento compressível isentrópico

A seguir, apresenta-se a teoria para descrever o escoamento isentrópico do gás de atomização (ZUCROW e HOFFMAN, 1976). Uma vez que para este tipo de escoamento a velocidade crítica permanece constante, é vantajoso expressar as propriedades do escoamento através do coeficiente de velocidade λ , chamado também de Mach crítico, M^* .

A velocidade crítica a^* e o coeficiente de velocidade $\lambda(M^*)$ são definidos como:

$$a^* = V^* = \sqrt{\frac{2}{k+1} k R T_0} \quad \lambda = \frac{V}{a^*} \quad (3.1)$$

Lembrando que $p/\rho = RT$ e considerando a equação (3.1), a equação de energia pode ser escrita em função da velocidade crítica como:

$$\frac{V^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} = \frac{k}{k-1} R T_0 = \frac{k}{k-1} R \frac{k+1}{2} T^* = const \Rightarrow a_1^* = a_2^* \quad (3.2)$$

As propriedades de estagnação podem ser expressas por meio de λ ou M como:

$$\frac{T}{T_0} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \quad \frac{T_0}{T} = 1 + \frac{k-1}{2} M^2 \quad (3.3)$$

$$\frac{p}{p_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3.4)$$

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad \frac{\rho_0}{\rho} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (3.5)$$

A relação entre λ e M é dada por:

$$\lambda = \frac{V}{a^*} = \frac{V}{a} \frac{a_0}{a^*} \Rightarrow \lambda = \sqrt{\left(\frac{k+1}{2} M^2\right) / \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)} \quad (3.6)$$

$$M = \frac{V}{a} = \frac{V}{a^*} \frac{a^*}{a_0} \frac{a_0}{a} \Rightarrow M = \sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \lambda^2\right) / \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)} \quad (3.7)$$

onde $0 < \lambda < \sqrt{(k+1)/(k-1)}$. Se $\lambda = 0 \Rightarrow M = 0$, $\lambda = 1 \Rightarrow M = 1$ e $\lambda = \sqrt{(k+1)/k-1} \Rightarrow M = \infty$

As propriedades críticas são:

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} \quad \frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (3.8)$$

Para uma seção do canal com área A conhecida, a vazão mássica do gás em regime subsônico ($\lambda < 1$) pode-se encontrar com:

$$\dot{m} = \frac{A p_0}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} = const \quad (3.9)$$

sendo \dot{m} a vazão mássica, em kg/s; A a área de saída do bocal, em m²; p_B é a contrapressão na saída do bocal do injetor, em Pa; p_0 a pressão de estagnação, em Pa; R a constante do gás, em J/kg.K; T_0 a temperatura de estagnação, em K; e $k = c_p/c_v$ a razão de calores específicos.

Para as condições sônicas ($\lambda = 1$) se atinge a máxima vazão para condições de estagnação pré-estabelecidas, que é igual a:

$$\dot{m}_{MAX} = \dot{m}^* = \frac{p_0 A^*}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (3.10)$$

sendo $\dot{m}_{MAX} = \dot{m}^*$ a vazão mássica máxima, em kg/s; A^* a área de saída do bocal (seção crítica).

O fluxo é igual à vazão mássica do gás por unidade de área, $G = \dot{m}/A = \rho V$, e logo o coeficiente de fluxo q é dado por:

$$q = \frac{G}{G_{MAX}} = \frac{\rho V}{\rho^* V^*} = \frac{\rho_0}{\rho^*} \frac{\rho}{\rho_0} \frac{V}{a^*} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda \quad (3.11)$$

Como a vazão mássica é constante através do canal e, supondo que em alguma seção se atingem as condições críticas, pode-se estabelecer o seguinte:

$$\dot{m} = \rho_i A_i V_i = \rho^* A^* V^* \quad \Rightarrow \quad q = \frac{\rho_i V_i}{\rho^* V^*} = \frac{A^*}{A_i} \quad (3.12)$$

Assim, o coeficiente de fluxo q não só é uma função da dinâmica do gás, mas também é uma função geométrica que relaciona as propriedades críticas com as propriedades de qualquer seção do duto. A vazão mássica pode ser expressa pela função q como:

$$\dot{m} = \rho VA = \frac{\rho VA}{\rho^* V^* A^*} \dot{m}^* = q \frac{A}{A^*} \dot{m}^* = q \frac{p_0 A}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (3.13)$$

A equação (3.13) é usada para calcular vazões mássicas em sistemas isolados, onde não se tem presença de forças de atrito. De fato, se escrever a equação (3.13) para duas seções quaisquer do canal, pode-se obter:

$$q_1 \frac{p_{01} A_1}{\sqrt{T_{01}}} \sqrt{\frac{k}{R}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} = q_2 \frac{p_{02} A_2}{\sqrt{T_{02}}} \sqrt{\frac{k}{R}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \Rightarrow q_1 \frac{p_{01} A_1}{\sqrt{T_{01}}} = q_2 \frac{p_{02} A_2}{\sqrt{T_{02}}} \quad (3.14)$$

Para um sistema termicamente isolado, $T_{01} = T_{02}$; a equação anterior se reduz a:

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = \frac{A_1}{A_2} \frac{q_1}{q_2} \quad (3.15)$$

Esta expressão é útil para o cálculo do escoamento em dutos com mudança de área.

3.2 Escoamento compressível em regime isotérmico

Em escoamentos por dutos de área constante e temperatura constante, a temperatura de estagnação não permanece constante ($T_0 \neq const$). Por esta razão, a velocidade crítica a^* não é constante e não é adequado o uso do coeficiente de velocidade λ . Neste caso, tem maior vantagem o emprego do número de Mach, M , dado que com $T = const$ a velocidade do som $a = \sqrt{kRT} = const$. Considerando a equação de estado, pode-se obter $\rho = p/RT$. Então, a equação de energia para este escoamento fica:

$$\begin{aligned} \frac{V^2}{2} + \int \frac{dp}{\rho} = const &\Rightarrow \frac{V^2}{2} + RT \int \frac{dp}{p} = const \\ \frac{V^2}{2} + RT \ln p = \frac{V^2}{2} + \frac{p}{\rho} \ln p = const &\quad (3.16) \end{aligned}$$

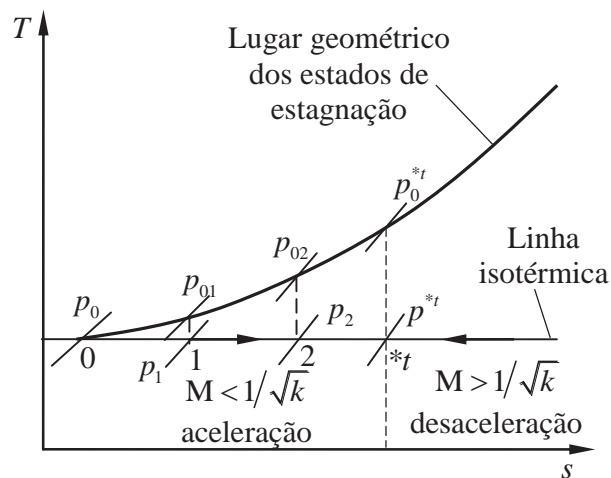
A velocidade do gás no regime isotérmico pode ser calculada como:

$$\frac{V_1^2}{2} + RT \ln p_1 = \frac{V_2^2}{2} + RT \ln p_2 \Rightarrow V_2 = \sqrt{V_1^2 + 2RT \ln \frac{p_1}{p_2}} \quad (3.17)$$

Se as condições iniciais correspondem às propriedades de estagnação (Ponto 0 na Fig. 3.1), pode ser obtido:

$$V = \sqrt{2RT \ln \frac{p_0}{p}} \quad (3.18)$$

Figura 3.1 – escoamento isotérmico.



A razão de pressão p_2/p_1 correspondente a duas seções do escoamento, considerando que $RT_1 = RT_2 = RT = const$, pode ser obtida como:

$$\frac{V_1^2}{2} + RT_1 \ln p_1 = \frac{V_2^2}{2} + RT_2 \ln p_2 \Rightarrow \frac{k}{k} \frac{V_2^2}{2RT} - \frac{k}{k} \frac{V_1^2}{2RT} = -\ln \frac{p_2}{p_1} \Rightarrow -\frac{k}{2} \left(\frac{V_2^2}{a^2} - \frac{V_1^2}{a^2} \right) = \ln \frac{p_2}{p_1}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = e^{\frac{k}{2}(M_1^2 - M_2^2)} \quad (3.19)$$

Se o ponto inicial do escoamento isotérmico corresponde às propriedades de estagnação (ponto 0 na Fig. 1), pode-se fazer $p_1 = p_0$ e $M_1 = 0$, obtendo-se:

$$\frac{p}{p_0} = e^{-\frac{k}{2}M^2} \quad (3.19)$$

Para encontrar a razão das pressões de estagnação, para dois pontos do escoamento (pontos 1 e 2 da Fig. 1), se faz uso da definição:

$$\begin{aligned} \frac{p_{02}}{p_2} &= \left(1 + \frac{k-1}{2}M_2^2\right)^{\frac{k}{k-1}}, & \frac{p_{01}}{p_1} &= \left(1 + \frac{k-1}{2}M_1^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \Rightarrow \frac{p_{02}}{p_2} \frac{p_1}{p_{01}} = \left[\frac{2+(k-1)M_2^2}{2+(k-1)M_1^2}\right]^{\frac{k}{k-1}} \\ \frac{p_{02}}{p_{01}} &= \frac{p_2}{p_1} \left[\frac{2+(k-1)M_2^2}{2+(k-1)M_1^2}\right]^{\frac{k}{k-1}} \Rightarrow \frac{p_{02}}{p_{01}} = \left[\frac{2+(k-1)M_2^2}{2+(k-1)M_1^2}\right]^{\frac{k}{k-1}} e^{\frac{k}{2}(M_1^2 - M_2^2)} \end{aligned} \quad (3.20)$$

A Eq. (3.20) é diferente da Eq. (3.19). Se forem relacionados os pontos 1 e 2 com o ponto 0, o resultado obtido seria a unidade, já que estão se referindo a um mesmo ponto. Dito de outra forma, a razão da pressão de estagnação no escoamento isotérmico pode ser calculada como:

$$\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)_{isot} = \left(\frac{p_{02}}{p_2}\right)_{isent} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{isot} \left(\frac{p_1}{p_{01}}\right)_{isent} \quad (3.21)$$

Analogamente, se considerar $T_1 = T_2$, pode-se obter a razão das temperaturas de estagnação como:

$$\begin{aligned} \frac{T_{02}}{T_2} &= 1 + \frac{k-1}{2}M_2^2, & \frac{T_{01}}{T_1} &= 1 + \frac{k-1}{2}M_1^2 \Rightarrow \frac{T_{02}}{T_2} \frac{T_1}{T_{01}} = \frac{2+(k-1)M_2^2}{2+(k-1)M_1^2} \\ \frac{T_{02}}{T_{01}} &= \frac{2+(k-1)M_2^2}{2+(k-1)M_1^2} \end{aligned} \quad (3.22)$$

Utilizando a equação de conservação de massa $\dot{m} = \rho AV = const \Rightarrow \rho AMa = const$, ao ser a velocidade do som constante, tem-se $\rho AM = const$. Logo, pode-se fazer:

$$\rho_1 A_1 M_1 = \rho_2 A_2 M_2 \Rightarrow \frac{A_2}{A_1} = \frac{M_1}{M_2} \frac{\rho_1}{\rho_2} \Rightarrow \frac{A_2}{A_1} = \frac{M_1}{M_2} \frac{p_1}{p_2} \quad (3.23)$$

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{M_1}{M_2} e^{\frac{k}{2}(M_2^2 - M_1^2)} \quad (3.24)$$

Nesse estágio, deve-se notar que o ponto crítico, ao qual correspondem às condições de bloqueio do canal, ainda é desconhecido. Embora, se na Eq. (3.24) for suposto que se atingem as condições críticas, então:

$$\frac{A}{A^{*t}} = \frac{M^{*t}}{M} e^{\frac{k}{2}(M^2 - M^{*t2})}$$

Ao aplicar o conceito de valores extremos pode-se encontrar:

$$\frac{d(A/A^{*t})}{dM^{*t}} = 0 \Rightarrow \frac{1}{M} e^{\frac{k}{2}(M^2 - M^{*t2})} + \frac{M^{*t}}{M} e^{\frac{k}{2}(M^2 - M^{*t2})} \left(-\frac{k}{2} 2M^{*t} \right) = 0,$$

$$\frac{1}{M} e^{\frac{k}{2}(M^2 - M^{*t2})} (1 - kM^{*t2}) = 0 \Rightarrow (1 - kM^{*t2}) = 0 \Rightarrow M^{*t} = \frac{1}{\sqrt{k}} \quad (3.25)$$

Assim, ao contrário do escoamento adiabático, as condições críticas não ocorrem quando $M=1$, mas, quando $M=1/\sqrt{k}$. Então, para o escoamento isotérmico, a velocidade na seção de bloqueio deve ser menor do que a velocidade de bloqueio adiabática, por um fator $1/\sqrt{k}$:

$$V^{*t} = aM^{*t} = \sqrt{kRT} \times 1/\sqrt{k} \Rightarrow V^{*t} = \sqrt{RT} \quad (3.26)$$

Deve ser enfatizado que a pressão de estagnação decresce quando o escoamento se acelera. Para encontrar uma expressão para a pressão de estagnação inicial e a pressão na seção de bloqueio pode-se utilizar a Eq. (3.19), obtendo-se:

$$\frac{P^{*t}}{P_0} = e^{-\frac{k}{2}M^{*t2}} = e^{-\frac{k}{2}\left(\frac{1}{\sqrt{k}}\right)^2} = e^{-\frac{1}{2}} = 0.6065 \quad (3.27)$$

Daqui, pode-se notar que a pressão crítica é independente da razão de calor específico k , ao contrario do escoamento adiabático. É necessário enfatizar que as propriedades de estagnação para o escoamento isotérmico não são constantes.

3.3 Fenômenos na câmara de mistura que influenciam o desempenho do injetor Y

Uma das questões que chamou a atenção foi a influência da pressão na câmara de mistura sobre a qualidade da atomização de um injetor Y. Na pesquisa bibliográfica realizada, não foram encontradas informações detalhadas sobre o processo que ocorre na câmara de mistura, nem sobre a influência dos parâmetros de operação importantes, a saber, a pressão de injeção de gás de atomização e a pressão do líquido combustível. A revisão bibliográfica mostra que as pesquisas geralmente foram conduzidas para explicar os mecanismos envolvidos no escoamento dentro e fora do injetor e como eles afetam a qualidade da atomização. Os trabalhos sobre a influência da pressão de injeção do gás e da pressão de injeção do combustível tinham como objetivo determinar como estes parâmetros afetavam o diâmetro médio das gotas do *spray* produzido pelo injetor.

Andreussi *et al.* (1992) realizaram um estudo sobre a perda de carga no interior do duto de mistura em atomizadores do tipo Y, obtendo um gráfico da variação da pressão na câmara de mistura, mas não deram explicações sobre os dados obtidos. Pacífico (2000) conduziu um estudo sobre o fenômeno de bloqueio de injetores do tipo Y e a perda de carga no duto de mistura. Ele relacionou a pressão de injeção do líquido com a vazão de ar e líquido, sob uma pressão de estagnação do ar dada. Com relação à variação da pressão no duto de mistura, Pacífico (2000) sugere a presença de escoamentos muito próximos à condição sônica, com números de Mach ligeiramente maiores que a unidade, a jusante do ponto de mistura; o qual deveria ser impossível para estes tipos de injetores.

Contudo não foi realizado nenhum trabalho sobre os fenômenos associados com a influência da pressão na câmara de mistura, particularmente, aqueles ocasionados pela variação

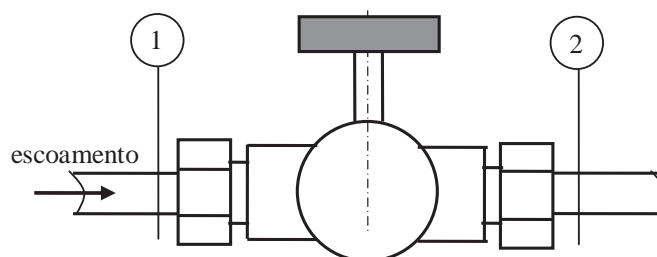
de pressão de injeção, tanto do gás como do líquido. Assim, é necessária uma explicação para os efeitos da pressão na câmara de mistura e sua influência sobre o processo de atomização, que é apresentada a seguir.

3.3.1 Processo de estrangulamento na válvula de regulação

Deve-se notar que tanto a pressão de injeção do gás de atomização quanto a pressão de injeção do combustível são parâmetros operacionais, sendo que eles podem ser ajustados, independentemente um de outro, para estabelecer um regime de trabalho dado. Esta independência das pressões gera inúmeros possíveis regimes de trabalho do atomizador, embora, do ponto de vista industrial, só sejam eleitos os melhores regimes que garantam uma atomização de qualidade com menor consumo de gás de atomização e que comumente conformam a chamada faixa de trabalho.

Geralmente, o dispositivo que controla a mudança de pressão de injeção é uma válvula. A montante da válvula tem-se a máxima pressão disponível, enquanto a jusante à válvula poderá regular a pressão em uma faixa desde zero (quando a válvula estiver fechada) até o valor de máxima pressão (quando a válvula estiver totalmente aberta). Estas válvulas são projetadas para controle fino, com alta perda de carga, e cada posição de abertura dela determinará uma pressão de estagnação particular à montante. A Fig. 3.2 apresenta o esquema da válvula.

Figura 3.2 – Esquema de cálculo para uma válvula



O processo de estrangulamento acontece quando o fluido escoar através da seção de passo da válvula, causando uma queda de pressão, que leva a aumentar o volume específico e a entropia do fluido. O balanço energético para um processo de estrangulamento adiabático, desprezando a

variação de energia potencial devida às forças gravitacionais, pode ser descrito conforme a equação seguinte:

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} + q = h_2 + \frac{V_2^2}{2} + w \quad h_{01} = h_{02} \quad (3.28)$$

sendo h a entalpia específica, V a velocidade média, q o calor por unidade de massa e w o trabalho específico. Os índices 1 e 2 indicam a entrada e saída, respectivamente.

Como a transformação de energia ocorre muito rapidamente, não há tempo nem área suficiente para uma troca de calor significativa, então o processo pode ser considerado adiabático. Não há trabalho e a variação da energia cinética é desprezível considerando a área de saída é igual que a área de entrada para um gás ou vapor. Com estas considerações, se obtém:

$$h_1 = h_2 \quad (3.29)$$

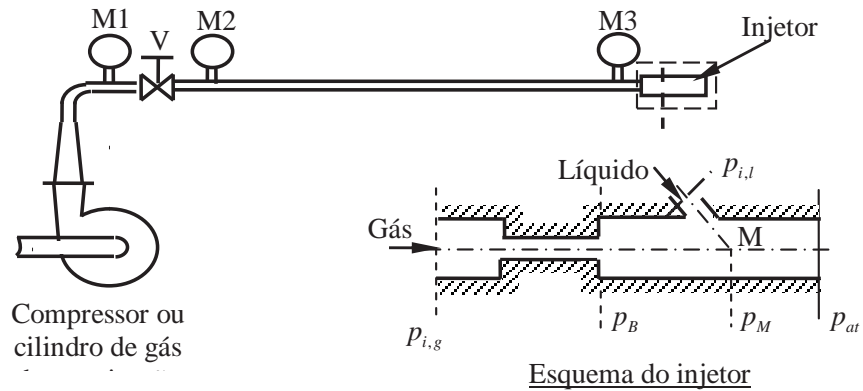
Na realidade, o processo se desenvolve através da linha de Fanno com $\dot{m}/A = \text{const}$. De acordo com isso, para uma dada abertura da válvula, a pressão estática e a pressão de estagnação à jusante diminuem quando comparados com os parâmetros à montante, embora a entalpia de estagnação h_0 (nível de energia) permaneça constante. Porém, a pressão de estagnação e a pressão estática à jusante da válvula serão diferentes do que à montante dela, sendo que estas pressões tomam valores particulares para cada posição da válvula.

3.3.2 Efeito da pressão nas linhas de injeção do gás de atomização e do combustível

Para uma dada geometria do injetor, para cada posição particular da válvula de regulagem nas linhas de fornecimento de gás e combustível se estabelecerá uma pressão de estagnação à jusante da válvula, uma pressão de injeção e, correspondentemente, uma vazão mássica particular.

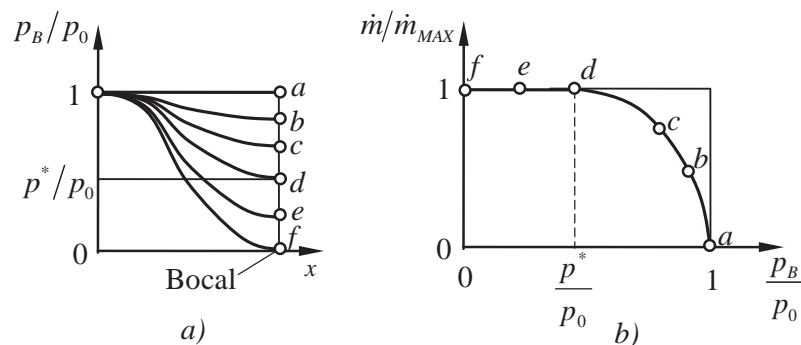
Seja que, para a linha de gás de atomização, exista uma pressão de estagnação à montante da válvula V , igual $p_{0,max}$ e a pressão externa é igual à pressão atmosférica p_{at} (Fig. 3.3).

Figura 3.3 – Esquema da linha do gás de atomização e do injetor tipo Y.



Se considerarmos que a linha de injeção de combustível líquido está fechada, só escoará gás de atomização através do injetor. Quando a válvula estiver fechada, a vazão do gás será zero. Se for aberta a válvula paulatinamente, estabelecer-se-á um conjunto de valores de pressão de estagnação, p_0 à jusante dela, de tal forma que $0 < p_0 < p_{0,max}$, provocando um aumento gradual da vazão do gás. Por outro lado, a contrapressão na saída do bocal do injetor pode ter valores na faixa $0 < p_B < p_0$ ou $0 < p_B/p_0 < 1$. Sempre que $p_B < p_0$, o gás escoará e a vazão mássica dependerá da razão de pressão p_B/p_0 , sendo esta dependência mostrada na Figura 3.4.

Figura 3.4 – Variação de parâmetros na saída do bocal: a) variação da contrapressão; b) variação da vazão mássica.



Como se observa da Figura 3.4, quando a razão de pressão for igual à unidade, $p_B = p_0$ e $p_B/p_0 = 1$, a vazão mássica é zero, sendo este processo representado pela linha *a*. Quando $0 < p_B < p^*$, o escoamento é subsônico, notando-se um aumento paulatino na vazão mássica (linhas *b* e *c*). Quando $p_B = p^*$, atingem-se as condições críticas, a razão de pressão torna-se crítica, $p_B/p_0 = p^*/p_0$, e a vazão mássica atinge seu máximo valor (linha *d*). A subsequente diminuição na razão de pressão para além do crítico ($p_B < p^*$) não leva ao aumento da vazão mássica, uma vez que o bocal do injetor encontra-se bloqueado (linhas *e*, *f*).

De acordo com a teoria de escoamento compressível (ZUCROW e HOFFMAN, 1976) e a Figura 3.4-b, para o regime de escoamento subsônico ($M < 1$ e $p^*/p_0 < p_B/p_0 < 1$), a vazão mássica incrementa-se paulatinamente desde zero até um valor máximo. Neste caso, a vazão mássica pode ser calculada com:

$$\dot{m}_g = \frac{A_g p_{0g}}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{k-1} \left[\left(\frac{p_g}{p_{0g}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_g}{p_{0g}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] = const \quad (3.30)$$

a Eq. (3.30) é dependente de forma complexa da razão de pressão, p_g/p_{0g} . Quando as condições críticas são atingidas ($M=1$, $p_g/p_{0g} = p^*/p_{0g}$), a vazão mássica atinge seu valor máximo, que pode ser calculado com a equação (3.10). Quando a razão de pressão segue diminuindo para além da razão crítica ($p_B/p_0 < p^*/p_0$), a vazão mássica seguirá sendo a máxima, já que o bocal do injetor encontra-se bloqueado.

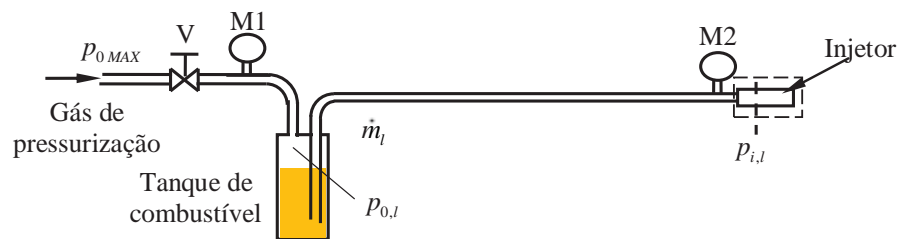
Assim, para o caso do injetor Y que está equipado com um bocal convergente, só será possível atingir as condições críticas (regime sônico), sendo impossível alcançar condições supersônicas que requerem condições específicas impossíveis para um bocal convergente.

Um quadro semelhante ao descrito anteriormente é observado na linha de combustível líquido. Se for considerado que a linha de fornecimento de gás de atomização esteja fechada, apenas o combustível líquido fluirá através do injetor, tomando como referência a válvula reguladora. A pressão à montante será máxima e igual à pressão de estagnação máxima p_{0MAX} ,

enquanto que à jusante tem-se a pressão de estagnação, $p_{0,l}$, que pressuriza o tanque de combustível.

Cada posição particular da válvula determina as condições à jusante dela, definindo uma pressão de estagnação $p_{0,l}$, uma pressão de injeção p_l e, conseqüentemente, uma vazão de combustível \dot{m}_l . O esquema da linha de combustível mostra-se na Fig. 3.5.

Figura 3.5 – Esquema da linha de combustível líquido.



Sob um fundamento de escoamento incompressível, pode-se aplicar a equação de energia para as seções de entrada do líquido à câmara de mistura e na superfície do tanque, obtendo:

$$p_l + \frac{\rho_l V_l^2}{2} = p_{0,l} \quad (3.31)$$

sendo p_l a pressão de injeção do líquido combustível, em Pa; ρ_l a massa específica do combustível que é constante, em kg/m^3 ; $p_{0,l}$ a pressão de estagnação a jusante da válvula, em Pa. Deve-se notar que $p_{0,l}$ não necessariamente é igual a $p_{0,MAX}$; isso só acontece quando a válvula estiver totalmente aberta e se não houver perda de pressão em outros pontos da linha.

Para um injetor com geometria definida, que trabalha com combustível de massa específica conhecida ($\rho_l = \text{const}$), a vazão mássica pode ser mensurável ou dado do problema. Sob estas condições, é possível determinar a velocidade de injeção do combustível como:

$$\dot{m}_l = \rho_l A V_l \quad \Rightarrow \quad V_l = \frac{\dot{m}_l}{\rho_l A} = \frac{4\dot{m}_l}{\pi d^2 \rho_l} \quad (3.32)$$

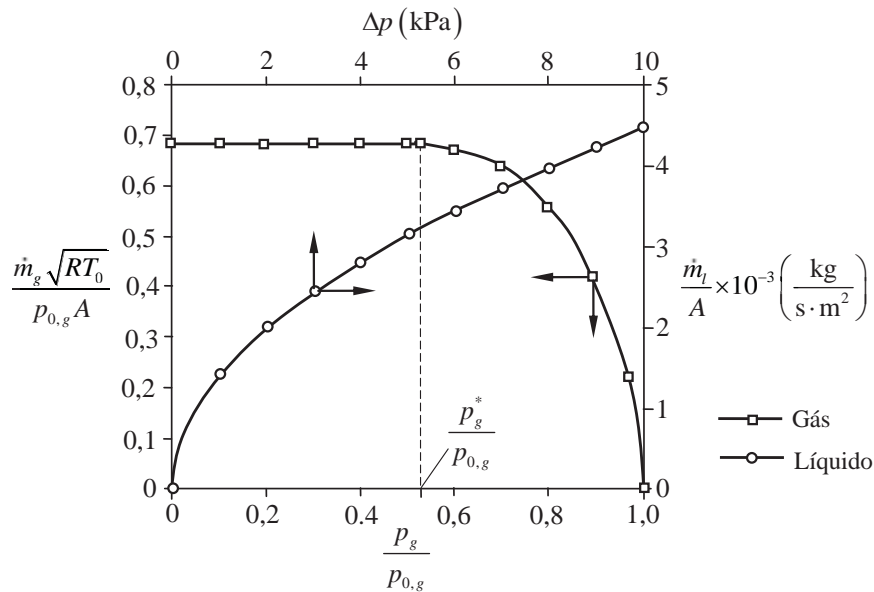
Substituindo a equação (3.32) na equação (3.31) pode-se encontrar a perda de carga, Δp_l , na linha de injeção do combustível e a vazão mássica de combustível como:

$$\Delta p_l = p_{0,l} - p_l = \frac{8}{\pi^2} \frac{\dot{m}_l^2}{\rho_l d^4} \quad (3.33)$$

$$\dot{m}_l = A \sqrt{2 \rho_l \Delta p_l} \quad (3.34)$$

Na Figura 3.6, apresenta-se a dependência de $\dot{m}_g \sqrt{RT_0} / (p_{0,g} A)$ do gás com $k = 1,4$, em função da razão de pressão $p_g / p_{0,g}$ e da vazão mássica do combustível \dot{m}_l (água) em função da Δp_l . A curva mostra o comportamento de cada fluido, sem influência de um para o outro.

Figura 3.6 – Vazão mássica do líquido e gás no injetor tipo Y.



3.3.3 Coeficiente de descarga do injetor tipo Y

No sentido estrito, o coeficiente de descarga, C_D , relaciona a vazão mássica real que passa pelo injetor com a vazão mássica teórica (BAZAROV *et al.*, 2004):

$$C_D = \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_{l, id}} \quad (3.35)$$

Segundo Bazarov *et al.* (2004), o injetor é um dispositivo simples usado para converter a energia potencial do líquido em energia cinética de um jato, através de uma queda de pressão. O injetor também representa uma contração local entre a linha de injeção de combustível para a zona de atomização. Os efeitos de perda de vazão, devidos à viscosidade, geralmente são levados em conta utilizando o coeficiente de descarga ou expressões derivadas da teoria da camada limite. A Fig. 3.7 apresenta o esquema de cálculo do injetor Y.

Figura 3.7 – Esquema para o cálculo do coeficiente de descarga.



De acordo com a equação de Bernoulli, para as seções de entrada e saída do injetor tem-se:

$$p_{l,1} + \frac{\rho_l V_{l,1}^2}{2} = p_{l,2} + \frac{\rho_l V_{l,2}^2}{2} + \Delta p_{1-2} \quad (3.36)$$

onde Δp_{1-2} representa as perdas de pressão quando o fluido passa pelos dutos do injetor e p_{0l} é a pressão total na entrada do injetor. Da equação de continuidade obtém-se:

$$\dot{m}_l = \rho_l A_1 V_{l,1} = \rho_l A_2 V_{l,2} \quad (3.37)$$

A área de saída A_2 é muito menor do que a área da seção transversal do injetor A_n . Assim, $A_2 < A_n$ e $A_2 = \varphi A_n$, sendo $\varphi \leq 1,0$ é chamado coeficiente de contração do jato líquido. Se o combustível é fornecido através de um duto com $A_1 \gg A_2$, a velocidade $V_{l,1}$ pode ser desprezada e $p_{l,1} = p_{0l}$. A queda de pressão através do injetor pode ser obtida da Eq. (3.36) como:

$$\Delta p_i = p_{i,1} - p_{i,2} = p_{0,i} - p_{i,2} = \frac{\rho_i V_{i,2}^2}{2} \left(1 + \frac{\Delta p_{1-2}}{\rho_i V_{i,2}^2 / 2} \right) \quad (3.38)$$

Fazendo $\zeta = \Delta p_{1-2} / (\rho_i V_{i,2}^2 / 2)$, o qual é chamado de coeficiente de perdas hidráulicas, pode-se encontrar a velocidade de saída do injetor como:

$$V_{i,2} = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}} \sqrt{\frac{2\Delta p_i}{\rho_i}} \quad (3.39)$$

Substituindo a Eq. (3.39) na equação de continuidade (3.37) pode-se encontrar:

$$\dot{m}_i = \frac{\varphi}{\sqrt{1+\zeta}} A_n \sqrt{2\rho_i \Delta p_i} \quad (3.40)$$

Para o escoamento ideal, onde $\zeta = 0$ e $\varphi = 1$, se obtém:

$$\dot{m}_{i,id} = A_n \sqrt{2\rho_i \Delta p_i} \quad (3.41)$$

Comparando as equações (3.40) e (3.41) pode se obter o coeficiente de descarga:

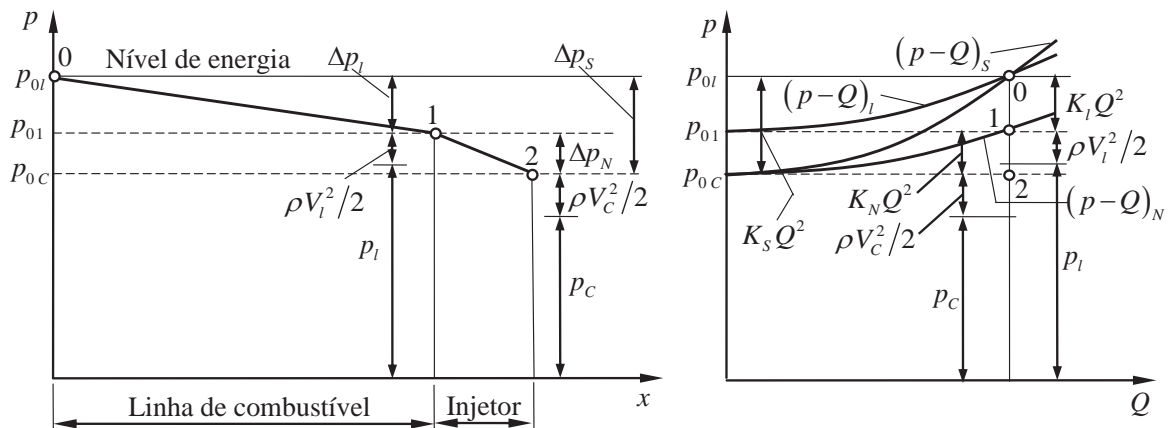
$$C_D = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{i,id}} = \frac{\varphi}{\sqrt{1+\zeta}} \quad C_D = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{i,id}} = \frac{\dot{m}_i}{A_n \sqrt{2\rho_i \Delta p_i}} \quad (3.42)$$

O coeficiente de perda hidráulica sempre é positivo. Portanto, coeficiente de descarga do injetor é menor que a unidade. Os coeficientes ζ e φ devem ser determinados experimentalmente e, geralmente, são funções da geometria do injetor (comprimento, l_i ; e da área da seção transversal, A_n), sendo que este coeficiente é particular para cada tipo de

geometria. Segundo Bazarov *et al.* (2004), em contrações bruscas, quando $l_i/d_i > 1,5$, então $\zeta = 1$ (o jato atinge as paredes do canal do injetor).

No presente trabalho, apresenta-se uma proposta para esclarecer melhor a natureza do coeficiente de descarga, e defini-lo de forma precisa, através do seguinte procedimento: o escoamento do combustível, desde que deixa o tanque até entrar à câmara de mistura, pode ser considerado como passando através de dois sistemas hidráulicos, o sistema da linha de injeção e o sistema do injetor. A Fig. 3.8 apresenta o esquema de transformação de energia e o ponto de operação para ambos os sistemas.

Figura 3.8 – Transformação de energia e ponto de operação na linha de injeção do injetor



Da Fig. 3.8 pode-se observar que as perdas hidráulicas estão associadas à linha de fornecimento de combustível e ao injetor. O injetor pode ser considerado como um pequeno sistema hidráulico. Como observado na Fig. 3.8, tem-se uma queda de pressão para a linha de combustível e a uma queda de pressão para o injetor. De acordo com os princípios de hidráulica, pode-se estabelecer uma similaridade entre o trabalho do injetor e a linha de injeção com os sistemas de tubulação que trabalham com bombas.

A equação de energia para as seções 1 e 2 de um sistema hidráulico qualquer é:

$$p_1 + \frac{\rho V_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} + \Delta p_{1-2}$$

A queda de pressão total neste sistema, Δp_{1-2} , pode ser expressa como o somatório de todas as quedas de pressão (perdas por atrito e perdas localizadas). Sob estas considerações, a queda de pressão em um sistema pode-se expressar como:

$$\Delta p_{1-2} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{i \text{ atrito}} + \sum_{i=1}^n \Delta p_{i \text{ local}} = \sum_{i=1}^n K_i \frac{\rho V_i^2}{2} = \sum_{i=1}^n K_i \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{A_i} \right)^2 = \sum_{i=1}^n K_i \frac{\rho}{2 A_i^2} Q^2$$

$$\Delta p_{1-2} = K_s Q^2 \quad K_s = \sum_{i=1}^n K_i \frac{\rho}{2 A_i^2} \quad (3.43)$$

Assim, as perdas podem ser expressas por meio do coeficiente de perda do sistema K_s e o caudal Q , sendo K_s um valor particular para cada sistema que depende da configuração e dispositivos montados nela. Para o caso da linha de fornecimento de combustível, as quedas de pressão estão ligadas à atrito nas tubulações e perdas localizadas em cada aparelho de medição e/ou conector que faz parte da linha. Quanto ao injetor, estas quedas estão associadas ao atrito e à geometria dos dutos através dos quais passa o combustível.

A função $\Delta p = K_s Q^2$ é chamada de curva característica do sistema e define a queda de pressão que se tem em um sistema hidráulico quando é fornecido uma determinada vazão.

Escrevendo a equação de energia para a linha de combustível e para o injetor e somando, pode-se obter:

$$p_{0l} = p_l + \frac{\rho V_l^2}{2} + \Delta p_{0-1} \quad p_1 + \frac{\rho V_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} + \Delta p_{1-2}$$

$$p_{0l} = p_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} + \Delta p_{0-1} + \Delta p_{1-2} \Rightarrow p_{0l} = p_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} + \Delta p_{0-2} \quad (3.44)$$

A Eq. (3.44) é a equação de energia para o sistema conjunto da linha de combustível e o injetor. Assim, as quedas de pressão e as constantes características estão relacionadas como:

$$\Delta p_{0-2} = \Delta p_{0-1} + \Delta p_{1-2} \Rightarrow K_s Q^2 = K_l Q^2 + K_N Q^2 \Rightarrow K_s = K_l + K_N \quad (3.45)$$

Da Eq. (3.45) pode-se notar que a queda de pressão do sistema, Δp_{0-2} , é igual à soma da queda na linha de combustível, Δp_{0-1} , e a queda no injetor Δp_{0-2} . Também, a constante do sistema, K_S , e igual à soma das constantes da linha de combustível, K_l , e do injetor K_N .

Para encontrar o valor de K_S e K_l se propõe a seguinte metodologia:

- i. Para o sistema formado pelo conjunto de linha de combustível e injetor, se estabelece um regime de trabalho, se registrando a pressão de pressurização, p_{0l} , a pressão de injeção, p_l , e a vazão volumétrica de combustível Q_l . Assume-se que o líquido é descarregado para o ambiente onde $p_2 = p_{am}$.
- ii. Retirando o injetor do sistema, repete-se o passo anterior, obtendo-se um regime de trabalho só para a linha de fornecimento de combustível.
- iii. Repetir os pontos i e ii para outros regimes de operação, incrementando o caudal.
- iv. Para cada regime testado, calcular a velocidade de saída como $V_{li} = Q_l/A_l$, onde A_l é a área do duto da linha de fornecimento de combustível.
- v. Com a equação de energia, calcular a pressão de estagnação na entrada do injetor com a equação: $p_{0l,i} = p_l + \rho V_{li}^2/2$
- vi. Determinar a diferença de pressão de estagnação da linha de fornecimento de combustível como $\Delta p_{0l} = p_{0l} - p_{0l,i}$, que representa a queda de pressão na linha.
- vii. Como $\Delta p_l = K_l Q^2$, então, a característica da linha será: $K_l = \Delta p_l/Q^2$. Com os valores $\Delta p_{S,i}$ e Q_i efetuar uma análise de regressão quadrática e obter K_S .
- viii. Analogamente, proceder para obter K_l , e logo calcular $K_N = K_S - K_l$.
- ix. Determinar a pressão de estagnação à entrada ao injetor como $p_{0l,i} = p_{0l,i} - \Delta p_{l,i}$
- x. Para cada $\Delta p_{N,i} = p_{0l,i} - p_{am}$, calcular o coeficiente de descarga com a Eq. 3.42.

Deve ser indicado que a Eq. (3.42) para o coeficiente de descarga relaciona a vazão do líquido através do sistema linha de fornecimento de combustível e injetor com a vazão teórica máxima através da linha de fornecimento de combustível.

Para concluir sobre este ponto, a melhor forma de expressar o coeficiente de descarga é através da diferença entre a pressão de entrada e a pressão de saída do injetor, o que pode ser notado quando representar as curvas características como uma função de $\Delta p_N = p_{01} - p_C$.

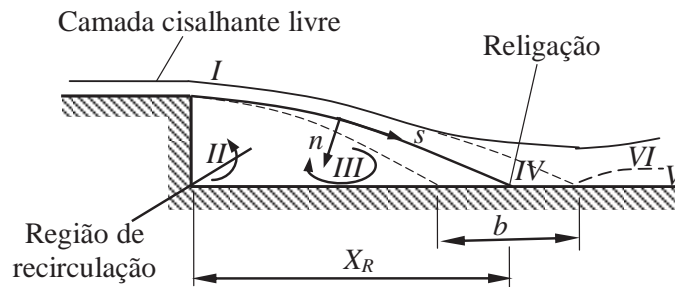
A parte experimental deste trabalho fornecerá dados experimentais para determinar e comparar o coeficiente de descarga do injetor e os resultados serão discutidos no capítulo 5.

3.3.4 Efeito da expansão brusca na entrada da câmara de mistura

No injetor tipo Y existe uma mudança súbita do diâmetro do canal, situada na saída do bocal ou na entrada da câmara de mistura. Passando esta seção, as linhas de corrente do jato líquido tendem a abranger toda a seção do canal se expandindo no espaço contíguo à expansão.

Segundo Davenport e Sutton (1993), as características básicas do escoamento a elevados números de Reynolds através de uma expansão brusca são bem conhecidas e mostram-se na Figura 3.9.

Figura 3.9 – Principais características do escoamento através de uma expansão brusca.



Fonte: (DAVENPORT E SUTTON, 1993).

Num escoamento que atravessa uma expansão brusca, pode-se identificar 6 regiões características (WESTPHAL *et al.*, 1984). Na primeira região, I, imediatamente à jusante da seção de expansão brusca, o escoamento se separa formando uma camada de cisalhamento livre e turbulenta que começa a crescer, estendendo-se à jusante por 3 – 5 vezes a altura do degrau até o início do processo de religação. A segunda região, II, aparece nas esquinas do duto de maior diâmetro, sendo uma região de vórtices tridimensionais complexos e separados do escoamento principal, com velocidades muito pequenas comparadas com a velocidade do escoamento livre.

Esta região estende-se a jusante em uma vez a altura do degrau. A terceira região, *III*, é uma região de escoamento reverso que arrasta pequenas quantidades separadas da camada cisalhante, com velocidades negativas que atingem um máximo de 20% da velocidade do fluxo externo. Na quarta região ocorre a religação, caracterizada por ter velocidade média muito baixa e forte gradiente de pressão adverso. A região *V*, à jusante do ponto de religação, é onde começa a se desenvolver a camada limite por meio da qual se espalha lentamente a influência da parede e a região *VI*, onde o escoamento livre recupera sua estrutura turbulenta fora da camada limite.

Segundo Davenport e Sutton (1993), destacada importância tem o comprimento de separação para a religação, X_R , caracterizado como um parâmetro de escala para este tipo de escoamento. Este comprimento permite conhecer a distribuição da pressão estática na parede sobre a superfície de religação, b . O comprimento de religação para altos números de Reynolds, geralmente encontram-se na faixa de 6 - 8 vezes a altura do degrau.

Relacionado com a expansão brusca do injetor, de acordo com as pesquisas de Davenport e Sutton (1993) e Abdel-Fattah (2011), quando não há injeção de líquido, o gás escoando formando uma camada de cisalhamento turbulento devido à separação do escoamento na expansão. Os perfis de velocidade média na camada de cisalhamento são inicialmente semelhantes aos formados em um jato axissimétrico.

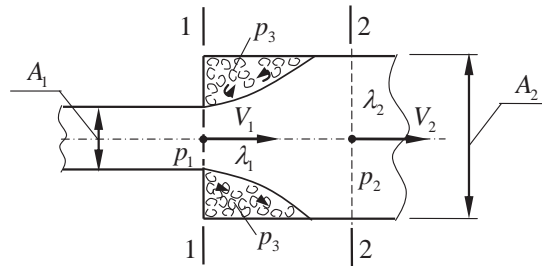
Quando há injeção de líquido, a religação da camada de cisalhamento é um processo gradual. Na zona de recirculação, novas partículas de líquido substituem aquelas que são arrastadas pelo escoamento principal. Na parede do duto, da expansão para frente, a pressão local deve aumentar para atingir um valor máximo através da região de recirculação, causando o incremento das perdas hidráulicas. Após a pressão atingir um valor máximo no ponto de religação, começa a diminuir gradualmente à jusante, devido aos efeitos de atrito.

As observações anteriores concordam com a teoria de escoamento compressível e a equação de Bernoulli para gases, mostrando que quando um escoamento gasoso atravessar uma expansão brusca a velocidade tende a diminuir e a pressão se repor. Portanto, não há nenhuma possibilidade para o escoamento atingir condições supersônicas, como suposto por Pacífico (2000). Além disso, o escoamento perde energia, uma vez que é necessário gerar corrente inversas, o que diminui o nível de energia.

Para determinar as perdas quando o escoamento passa através de uma expansão brusca, analisa-se um escoamento estacionário, adiabático e unidimensional, como mostrado na Fig.

3.10. Aqui, o gás flui através do injetor sem interação com o meio circundante, com $dQ=0$ e $d\dot{m}=0$, sob as seguintes suposições: i) é conhecida a geometria do injetor; ii) são conhecidas as propriedades do escoamento na seção mais estreita do duto ou em alguma outra seção.

Figura 3.10 – Esquema de cálculo para a expansão brusca do injetor tipo Y.



No domínio da expansão brusca do injetor têm-se duas zonas para o estado do gás. Uma zona de recirculação (zona de vórtice, o gás ocupa um volume próximo à parede do tubo), caracterizada pela ausência do movimento do gás à jusante. A outra zona, ocupada pelo jato de ar que sai da seção 1-1 com o gás se movendo à jusante, aumentando continuamente sua área de seção transversal de A_1 para A_2 .

A pressão do gás na zona estática, p_3 , é desconhecida, contudo pode-se afirmar que o valor da pressão p_3 encontra-se limitado por: 1) $p_1 \leq p_3 \leq p_2$, ou 2) $p_1 \geq p_3 \geq p_2$. O primeiro caso corresponde a uma desaceleração do fluxo de gás e aparece quando a contrapressão p_2 é maior que a pressão p_1 ($p_2 > p_1$), a velocidade do escoamento diminui $\lambda_2 < \lambda_1$. O segundo caso ocorre quando o escoamento se acelera sob a condição $p_2 < p_1$, a aceleração do escoamento vai acompanhada do incremento da velocidade $\lambda_2 > \lambda_1$, o que é impossível para o injetor tipo Y.

Em ambos os casos, quando se aplicam as equações de conservação (o desenvolvimento detalhado é mostrado no Apêndice 1) pode-se obter a seguinte expressão (LAVRUKHIN, 2003):

$$\left(\frac{\lambda_2 + \lambda_2^{-1}}{2} \right) = \left(\frac{\lambda_1 + \lambda_1^{-1}}{2} \right) + \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right) \frac{1}{2\lambda_1} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2 \right) \quad (3.46)$$

$$\text{Fazendo } K_i = \frac{\lambda_i + \lambda_i^{-1}}{2} \geq 1 \quad i = 1, 2 \quad 0 \leq \lambda_i \leq \lambda_{MAX} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \quad (3.47)$$

Então, a Eq. (3.46) pode ser reescrita como:

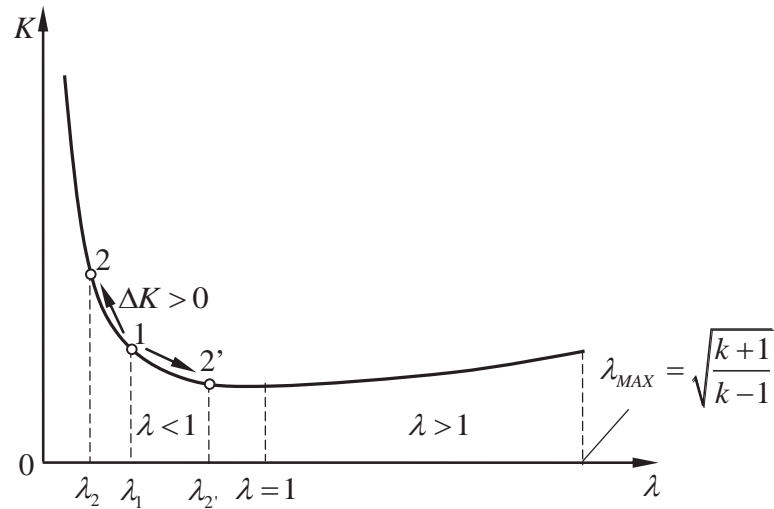
$$K_2 = K_1 + \Delta K \quad \Delta K = \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right) \frac{1}{2\lambda_1} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2 \right) \quad (3.48)$$

Como notado anteriormente, o injetor tipo Y tem um bocal convergente através do qual se descarrega o gás para a câmara de mistura. Isto limita o escoamento para a única possibilidade de escoar em regime subsônico ($M < 1$). Portanto, é impossível a aparição do regime supersônico dentro do injetor, uma vez que são necessárias condições de contrapressão e mudança de área e que não podem ser satisfeitas pelo injetor.

A Eq. (3.48) tem duas incógnitas, $K_2 = f(\lambda_2)$ e ΔK . A escolha do coeficiente de velocidade λ_2 não só é limitada com a imposição de uma faixa de valores possíveis, mas também deve atender à segunda lei da termodinâmica $\Delta s_{2-1} > 0$ ou $p_{02} < p_{01}$. Em outras palavras, ao se analisar a Eq. (3.15), os valores escolhidos de λ_2 devem ter um significado físico para satisfazer a seguinte condição:

$$A_2 \lambda_2 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_2^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} > A_1 \lambda_1 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad \text{e} \quad p_{02} < p_{01} \quad (3.49)$$

Uma análise dos termos de ΔK permite definir o seguinte: como $A_2/A_1 > 1$, então $(A_2/A_1 - 1) > 0$; além disso, $0 < \lambda < 1$, portanto $1/\lambda_1 > 0$ e $\left[1 - (k-1)\lambda_1^2/(k+1) \right] > 0$; de modo que $\Delta K > 0$. Para encontrar o valor adequado de p_3 e explicar o significado físico de K foi gerada a curva $K = f(\lambda)$ a qual é apresentada na Fig. 3.11.

Figura 3.11 – Esquema para a análise da função K .

Fonte: Lavrukhin, 2003.

Seja que na entrada da câmara o escoamento encontra-se no ponto 1 e tenha velocidade $\lambda_1 \leq 1$ (Fig. 3.11). Conforme a curva $K = f(\lambda)$ existem duas possibilidades para a localização do ponto 2: i) o ponto 2 encontra-se a esquerda do ponto 1 e tem velocidade λ_2 , então $\Delta K > 0$ e $K_2 > K_1$, o escoamento se desacelera; ii) o ponto encontra-se a direita do ponto 1, indicado na Fig. 3.10 como 2', com velocidade $\lambda_{2'}$, logo $\Delta K < 0$ e $K_2 < K_1$, o escoamento se acelera.

A única possibilidade que cumpre a condição $\Delta K > 0$ é quando o ponto 2 encontra-se a esquerda do ponto 1, sendo que $\Delta K > 0$, $\lambda_2 < \lambda_1$ e $p_2 > p_1$; como consequência, o escoamento se desacelera. Fisicamente, esta solução tem sentido e ΔK pode ser determinado da Eq. (3.50):

$$K_2 = K_1 + \Delta K \Rightarrow K_2 = \frac{\lambda_1 + \lambda_1^{-1}}{2} + \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right) \frac{1}{2\lambda_1} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2 \right) \quad (3.50)$$

Uma vez conhecido K_2 pode ser calculado λ_2 como:

$$K_2 = \frac{\lambda_2 + \lambda_2^2}{2} \Rightarrow 2K_2 = \frac{\lambda_2^2 + 1}{\lambda_2} \Rightarrow \lambda_2^2 - 2K_2\lambda_2 + 1 = 0$$

Esta equação tem duas soluções fornecendo $\lambda_2 > 1$ e $\lambda_2 < 1$. A solução $\lambda_2 > 1$ não tem sentido físico para a análise apresentada, já que corresponde a um regime supersônico. Portanto, a solução procurada é:

$$\lambda_2 = K_2 - \sqrt{K_2^2 - 1} \approx \frac{1}{K_2 + \sqrt{K_2^2 - 1}} \quad (3.51)$$

A queda de pressão de estagnação pode ser calculada com a Eq. (3.15):

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = \frac{A_1}{A_2} \frac{q_1}{q_2} = \frac{A_1}{A_2} \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \left[\frac{(k+1) - (k-1)\lambda_1^2}{(k+1) - (k-1)\lambda_2^2} \right]^{\frac{1}{k-1}} \quad (3.52)$$

Assim, no processo isentrópico, a metodologia para o cálculo da queda de pressão de estagnação devido à expansão brusca na entrada para a câmara de mistura é a seguinte:

- i. Deve ser conhecida a geometria do injetor A_2/A_1 , a propriedade $k = c_p/c_v$ do gás e o coeficiente de velocidade na entrada da câmara.
- ii. Determinar o coeficiente de reação K_1 com a equação: $K_1 = (\lambda_1 + \lambda_1^{-1})/2$.
- iii. Calcular o coeficiente K_2 com: $K_2 = \frac{\lambda_1 + \lambda_1^{-1}}{2} + \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right) \frac{1}{2\lambda_1} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2 \right)$
- iv. Determinar o coeficiente de velocidade λ_2 com: $\lambda_2 = K_2 - \sqrt{K_2^2 - 1}$
- v. A queda de pressão de estagnação será: $\frac{p_{02}}{p_{01}} = \frac{A_1}{A_2} \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \left[\frac{(k+1) - (k-1)\lambda_1^2}{(k+1) - (k-1)\lambda_2^2} \right]^{\frac{1}{k-1}}$

Nas Figuras 3.12 e 3.13 apresentam-se as curvas geradas para a queda de pressão de estagnação sob diferentes razões de área A_2/A_1 para gases com propriedade $k=1,4$ e $k=1,3$ respectivamente. Como se pode observar nestas figuras, a influência da propriedade k é muito menor comparada com a influência da razão de área A_2/A_1 .

Figura 3.12 – Queda de pressão de estagnação na expansão brusca do injetor Y ($k = 1,4$).

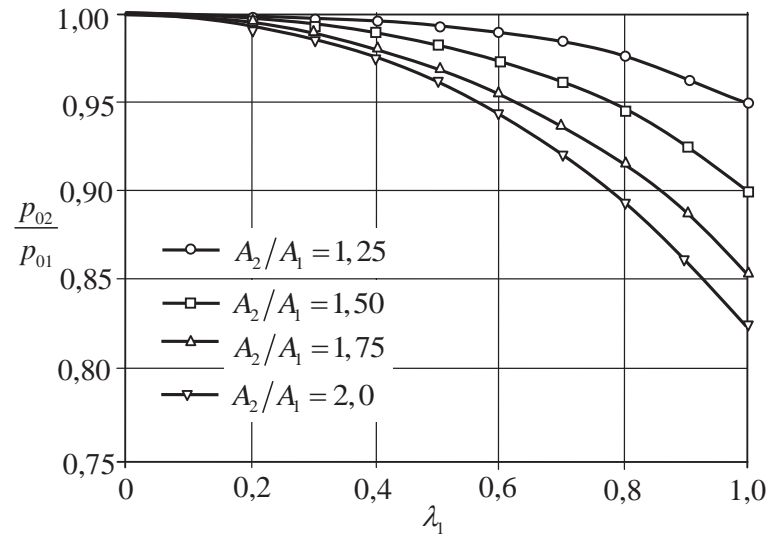
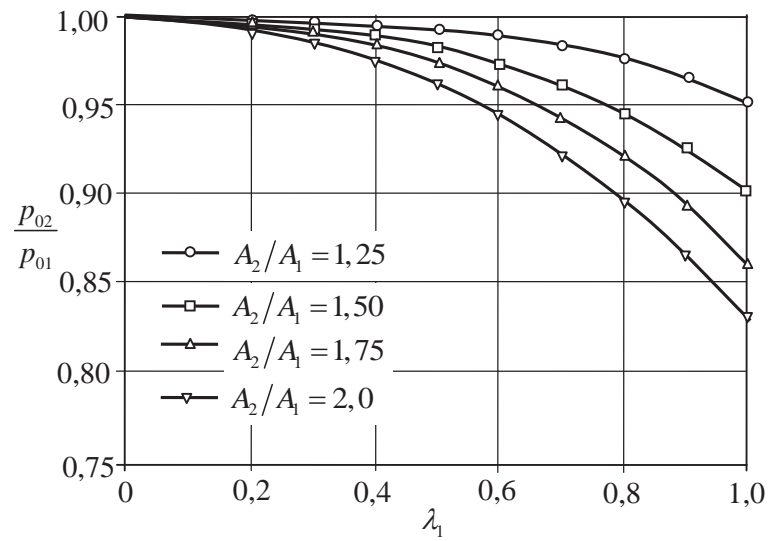


Figura 3.13 – Queda de pressão de estagnação na expansão brusca do injetor Y ($k = 1,3$).



Para o caso do escoamento isotérmico, a queda de pressão de estagnação na expansão brusca do injetor pode ser calculada com a Eq. (3.20) ou Eq. (3.21)

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = \left[\frac{2 + (k-1)M_2^2}{2 + (k-1)M_1^2} \right]^{\frac{k}{k-1}} e^{\frac{k}{2}(M_1^2 - M_2^2)}$$

3.3.5 Influência da pressão no ponto de mistura

Em injetores de mistura interna, a pressão no interior da câmara de mistura tem uma influência complexa no regime de operação do injetor, sendo que ela influi em ambas as linhas de injeção, tanto de gás como de combustível.

De acordo com a teoria de escoamento compressível, a pressão na câmara de mistura define o valor de contrapressão, sendo que ela é importante para determinar a vazão mássica do gás e líquido. Se for maior que a pressão crítica, ocorre uma mudança na vazão mássica do gás. Se for menor ou igual à pressão crítica, não ocorre variação alguma, já que neste caso o bocal do injetor está bloqueado. Além disso, a pressão na câmara de mistura define a perda de carga na linha de combustível, que, por sua vez, está relacionada com a pressão no tanque de combustível. Assim, qualquer variação das pressões de injeção pode causar efeitos diferentes sobre o regime de escoamento.

Se a pressão de injeção de gás for maior do que a injeção de líquido pode ocorrer um efeito de “ejeção”, sendo que o líquido pode ser sugado pela corrente de ar que tem muito maior energia. A razão *GLR* encontra-se na faixa de altos valores, sendo predominante a pressão e velocidade do ar, possibilitando a fácil quebra do jato líquido. A atomização obtida é fina, mas não é econômica, por causa do elevado gasto de ar.

Quando se incrementar a pressão do líquido, a contrapressão torna-se aproximadamente igual à pressão de injeção do líquido, diminuindo a vazão mássica do gás e do *GLR*. O jato de gás arrasta uma quantidade considerável de partículas líquidas em forma de gotas. Forma-se uma película em torno ao núcleo de gás e que se ajusta à parede. Esta película move-se à jusante. Geralmente, este conjunto de pressões de líquido e de gás conforma a faixa de operação do injetor, obtendo-se uma atomização de qualidade com gasto econômico de ar.

De forma geral, quando a pressão de injeção do líquido é maior que a pressão de injeção do gás, incrementa-se a vazão do líquido, a razão *GLR* diminui para se encontrar na faixa muito baixa, o que provoca uma deterioração na qualidade da atomização. O jato de gás encontra dificuldades para vencer a contrapressão gerada pela injeção do líquido. O combustível líquido sai como um jato ou com ligamentos e gotas muito grandes.

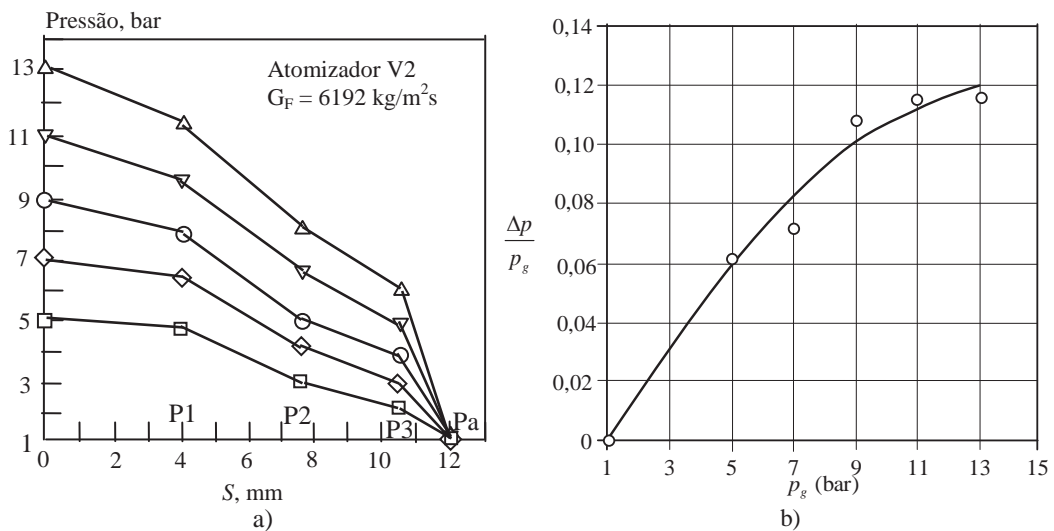
A localização da entrada do duto do líquido também tem influência na atomização. Segundo as recomendações de Mullinger e Chigier (1974), a entrada do duto de líquido para a

câmara de mistura é de 1 – 2 vezes o diâmetro de entrada de gás, o que é menor que o comprimento de religação. Isto conduz a uma contração do domínio das regiões de vórtices e de recirculação, diminuindo as perdas hidráulicas.

A influência do ângulo de injeção se traduz em incremento da pressão na parede da câmara. Como o líquido ingressa sob um ângulo com a direção do gás, a componente radial de velocidade se incrementa, fazendo que a energia cinética converta-se em aumento de pressão. Na direção axial, existe diferença entre a velocidade do gás e a componente axial de velocidade do líquido, o que promove a quebra do jato líquido.

É difícil prever teoricamente a pressão no ponto de mistura, uma vez que depende da geometria do injetor, da pressão de injeção e das propriedades do combustível e gás que fluem pelo injetor. Andreussi *et al.* (1992) conseguiram medir a pressão no ponto de mistura do injetor tipo Y de geometria particular, sob diferentes condições de pressão de injeção (Figura 3.14a). Baseado nestes dados, foi possível reconstruir a curva da razão de queda de pressão (queda de pressão para a pressão de injeção, $\Delta p/p_i$) como função da pressão de injeção, p_i , a qual se apresenta na Figura 3.14b.

Figura 3.14 - Queda de pressão através de um injetor tipo Y: a) através da câmara de mistura (Fonte: Andreussi *et al.*, 1992); b) entre a saída do bocal e o ponto de mistura do injetor.



A Figura 3.14b apresenta os dados experimentais e a curva ajustada da queda de pressão entre a saída do bocal e o ponto de mistura. Pode-se observar que, até pressões manométricas de 4 bar, a queda de pressão é de 6% da pressão de injeção, enquanto que, para pressões manométricas que variam de 4 a 12 bar, a queda de pressão encontra-se na faixa de 6 a 12%. Além disso, a curva obtida obedece a uma função de 2º grau, semelhante ao proposto por Crane (1969) e concordante com as definições de queda de pressão. A curva ajustada que relata esta queda, que pode ser usada para estimar a pressão no ponto de mistura, p_{PM} , em função da pressão de injeção do gás, p_g , obedece a seguinte correlação:

$$\frac{\Delta p}{p_g} = \frac{p_g - p_{PM}}{p_g} = -0,0007 p_g^2 + 0,0197 p_g - 0,02 \quad (3.53)$$

Uma visão mais clara da influência da pressão no ponto de mistura pode ser obtida se é analisada teoricamente a razão GLR , considerando que as perdas entre a saída do bocal da linha de gás e o ponto de mistura podem ser desprezadas. Sob as condições de escoamento crítico ou subcrítico para o gás de atomização, ao utilizar as equações 3.9 e 3.34 que definem as vazões mássicas do gás e líquido, respectivamente, a razão GLR pode ser definida como:

$$GLR = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_l} = \frac{A_g p_{0g}}{\sqrt{R_g T_{0g}}} \sqrt{\frac{2k_g}{k_g - 1} \left[\left(\frac{p_c}{p_{0g}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_c}{p_{0g}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \left[A_l \sqrt{2 \rho_l (p_{0l} - p_c)} \right]^{-1} \quad (3.54)$$

Rearranjando esta expressão, obtém-se:

$$GLR = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_l} = \sqrt{p_c} \frac{A_g (p_{0g}/p_c)}{A_l \sqrt{R_g T_{0g}}} \sqrt{\frac{k_g}{k_g - 1} \left[\left(\frac{p_c}{p_{0g}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_c}{p_{0g}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \left[\rho_l \left(\frac{p_{0l}}{p_c} - 1 \right) \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (3.55)$$

Esta equação mostra que a razão GLR , além de depender das propriedades dos fluidos, depende dos parâmetros operacionais. Assim, a pressão no ponto de mistura, que, neste caso é

similar à pressão de injeção do líquido e gás, e a pressão de estagnação nas linhas de líquido e gás estão interrelacionadas, sendo que esta dependência é extremamente complexa. Fica claro que qualquer mudança nos parâmetros de funcionamento de uma das linhas de fornecimento (de gás ou de combustível) provoca a mudança dos parâmetros operacionais na outra linha e vice-versa. Isto demonstra que a pressão no ponto de mistura, p_c , desempenha um papel importante na teoria de atomização dos injetores tipo Y.

Para esclarecer melhor como as pressões de injeção de líquido e gás estão relacionadas com a mudança do regime de operação do injetor, é necessário conduzir uma série de testes experimentais, o que será discutido na parte de resultados experimentais.

3.4 Equação de Wigg para o diâmetro médio das gotas do spray

A qualidade da atomização avalia-se pelo diâmetro médio das gotas geradas pelo spray. Um processo de atomização pode ser considerado eficiente se conseguir atomizar um centímetro cúbico de combustível em cerca de dez milhões de gotículas com um diâmetro médio de $60 \mu\text{m}$ aumentando desta maneira a superfície exposta à queima em mais de 200 vezes (RUSSOMANO, 1987).

Em 1959, Wigg analisou o mecanismo da atomização com jatos de ar realçando a importância da energia cinética do ar de atomização e indicou que a diferença de energia entre o jato de ar entrante e o *spray* emergente é um fator dominante que afeta o diâmetro médio das gotas. Em 1964, utilizando dados experimentais de outros pesquisadores sobre atomização de líquidos viscosos e ar em injetores tipo Y, Wigg conseguiu derivar uma expressão adimensional que permite avaliar o diâmetro mediano de massa das gotas do *spray* (MMD), obtendo:

$$d_{MMD} = \frac{200\nu^{0,5} \dot{m}_{comb}^{0,1} \left(1 + \dot{m}_{comb}/\dot{m}_g\right)^{0,5} h^{0,1} \sigma^{0,2}}{\rho^{0,3} \Delta V} \quad (3.56)$$

onde as unidades das magnitudes dos diversos parâmetros encontram-se em diferentes sistemas de unidades, sendo d_{MMD} o diâmetro mediano de massa das gotas do *spray*, em μm ; ν a viscosidade cinemática do combustível, em cSt; \dot{m}_{comb} a vazão mássica do combustível, em g/s;

\dot{m}_g a vazão mássica do ar de atomização, em g/s; h a altura do anel de ar (aproximadamente igual ao diâmetro da câmara), em cm; σ a tensão superficial em dinas/cm; ρ a massa específica do ar de atomização no ponto de mistura, em g/cm³; e ΔV a velocidade relativa do fluido da atomização respeito à velocidade do combustível.

Segundo Chigier (1976), uma análise da Eq. (3.56) mostra a influência das propriedades físicas, com a viscosidade cinemática tendo expoente 0,5 e a tensão superficial tendo expoente 0,2, indicando que na atomização as forças de cisalhamento predominaram sobre as forças de tensão superficial, fato que explica a diferença entre os expoentes. Enquanto as medidas geométricas do atomizador têm uma leve influência no diâmetro médio das gotas, dado que a espessura da película líquida que se forma nas paredes da câmara de mistura se vê levemente influenciada pela variação da geometria do injetor que tem expoente de apenas 0,1.

Como as variáveis enumeradas podem ser consideradas constantes para um dado combustível e uma dada geometria do atomizador, fica claro que o diâmetro médio das gotas pode ser expresso como uma dependência das seguintes variáveis influentes:

$$d_{MMD} \propto \frac{\dot{m}_{comb}^{0,1} \left(1 + \dot{m}_{comb} / \dot{m}_g\right)^{0,5}}{\rho_g^{0,3} \Delta V} = \frac{\dot{m}_{comb}^{0,1} (1 + 1/GLR)^{0,5}}{\rho_g^{0,3} \Delta V} \quad (3.57)$$

A análise da equação 3.57 permite estabelecer o seguinte:

- Um incremento da vazão mássica de combustível \dot{m}_{comb} tem um efeito duplo: primeiro leva a incrementar o diâmetro das gotas por causa do termo $\dot{m}_{comb}^{0,1}$, sendo que este incremento é mínimo por ter expoente apenas de 0,1 e segundo, leva à diminuição do GLR , provocando um incremento sensível do termo $(1 + 1/GLR)^{0,5}$ e do diâmetro das gotas. Se a vazão de combustível for reduzida, há um efeito inverso. Portanto, é aconselhável escolher os maiores valores da faixa da razão GLR para obter os menores diâmetros de gota possíveis, embora a vazão de gás de atomização exigida seja maior.
- Sobre a influência dos termos ρ_g e ΔV , deve ser dito que ambos estão ligados entre si pela expansão do gás. A diminuição da massa específica leva ao incremento do diâmetro das gotas, enquanto o incremento da velocidade relativa (que se pode admitir como a

velocidade de injeção do gás devido à baixa da velocidade de injeção do combustível) leva a diminuir o diâmetro médio. Mas, no regime subsônico ($M < 1$), as variações da massa específica serão muito pequenas comparadas com o rápido aumento da velocidade. Além de diminuir lentamente, a massa específica tem expoente 0,3 sendo menor sua influência comparada com a velocidade que aumenta rapidamente e tem expoente igual à unidade. Este fato certifica a importância da velocidade relativa entre o ar e o líquido na determinação do diâmetro médio das gotas, já que quanto maior a velocidade relativa, menor será o diâmetro das gotas, embora esta velocidade relativa também seja afetada pela razão mássica líquido/ar. Assim, menores diâmetros de gota exigem altas velocidades relativas.

Embora seja verdade que a velocidade máxima do gás de atomização fornece o menor diâmetro de gotas possível, o que acontece quando as condições na saída do bocal do injetor são críticas, também se deve dizer que é possível atingir uma boa qualidade de atomização sob um regime subsônico, desde que tal regime forneça gotas com diâmetros inferiores a 60 microns.

A equação de Wigg fornece bons resultados para líquidos muito viscosos, contudo tem uma grande divergência para líquidos como água (LIU, 2000).

Segundo Chigier (1976), Mullinger e Chigier verificaram que a determinação do tamanho médio das gotas efetuada com a equação de Wigg concorda estreitamente com os resultados experimentais. Eles realizaram testes para razão mássica de ar/combustível tão baixas como 0,005, que é um fator 10 vezes menor do que testado por Wigg. Além disso, esta concordância com a Eq. (3.56) para uma ampla variedade de modelos diferentes de atomizadores de fluido duplo, de mistura interna e externa, confirma que a geometria do atomizador tem um efeito relativamente pequeno sobre o tamanho das gotas, com exceção das geometrias que afetam a velocidade e a massa específica do fluido de atomização. (CHIGIER, 1976; MULLINGER e JENKINS, 2008).

3.5 Efeito da mudança das propriedades do gás de atomização

Na maioria dos processos industriais, os combustíveis líquidos são tipicamente atomizados antes da combustão, usando-se ar ou vapor d'água como gás de atomização, dado que o ar é disponível livremente na atmosfera e o vapor é um componente de sistemas industriais. Existe

pouca informação sobre processos de atomização usando diferentes gases no lugar do ar ou vapor d'água, bem como a sua influência na qualidade da atomização e na combustão. Por exemplo, a diminuição da massa específica do gás de atomização produz uma diminuição do líquido arrastado; no entanto, seu efeito sobre o tamanho médio das gotas é menos certo. É difícil determinar os diferentes mecanismos de arraste que dominam a quebra do líquido em diferentes sistemas, como observado nos testes em sistemas de hélio/água e ar/água (JEPSON *et al.*, 1989).

Segundo Aftel e Gupta (1996), para atomizadores assistidos por ar, em sprays frios, as gotas tinham similar tamanho e velocidade, no entanto, gases de menor massa específica, como o nitrogênio, atomizam com maior efetividade o combustível líquido em comparação com os gases mais densos. Em sprays frios e quentes, o argônio e dióxido de carbono produzem gotas maiores e de mais lento movimento que aquelas gotas produzidas quando usados ar e nitrogênio.

Em atomizadores efervescentes, a massa molar do gás de atomização tem influência no spray produzido. Um incremento na massa molar do gás de atomização incrementa o diâmetro médio das gotas do spray (LUND *et al.*, 1988).

Devido à dificuldade do processo de ignição do glicerol bruto, é interessante propor que ao invés de usar ar como gás de atomização, seja usado algum outro gás que possa ajudar a promover a ignição, tal como hidrogênio, propano, GLP ou gás natural.

A seguir, apresenta-se o desenvolvimento teórico dos efeitos das propriedades físicas do gás de atomização sobre o diâmetro das gotas, quando mudar de um gás para outro, ou quando se muda as condições do regime de operação.

Aftel (1996) avaliou a influência das propriedades do gás de atomização no diâmetro médio das gotas para injetores assistidos por ar. Usando a equação de Wigg (equação 3.56), para um injetor com geometria dada, que atomiza um combustível líquido com propriedades físicas conhecidas a uma vazão mássica constante, o diâmetro médio das gotas é proporcional aos seguintes parâmetros:

$$d_{MMD} \propto \left(1 + \dot{m}_l / \dot{m}_g\right)^{0,5} \rho_g^{-0,3} \Delta V^{-1} \quad (3.60)$$

onde ΔV é tomado como velocidade do gás, já que $V_g \gg V_l$. Se aplicar esta equação a dois gases quaisquer, com subscritos 1 e 2 para se referir a estes gases, pode-se achar a seguinte correlação:

$$\frac{d_{MMD\ g,1}}{d_{MMD\ g,2}} \propto \frac{(1 + \dot{m}_{l,1}/\dot{m}_{g,1})^{0,5}}{(1 + \dot{m}_{l,2}/\dot{m}_{g,2})^{0,5}} \left(\frac{\rho_{g,1}}{\rho_{g,2}} \right)^{-0,3} \left(\frac{V_{g,1}}{V_{g,2}} \right)^{-1} \quad (3.61)$$

Em seu trabalho, Aftel (1996) considerou que a vazão mássica de combustível e a vazão mássica de gás de atomização permaneciam constantes, definindo a relação de densidades dos gases comparados (sem indicar as condições), para achar a relação de velocidades sob a condição de fluxo mássico constante ($\dot{m}/A = \rho V = const$)

Tratando de avaliar a influência das propriedades do gás de atomização, para um caso geral com variações de vazão de gás e combustível, deve-se usar a seguinte equação:

$$\frac{d_{MMD\ g,1}}{d_{MMD\ g,2}} = \left(\frac{\dot{m}_{l,1}}{\dot{m}_{l,2}} \right)^{0,1} \left(\frac{1 + \dot{m}_{l,1}/\dot{m}_{g,1}}{1 + \dot{m}_{l,2}/\dot{m}_{g,2}} \right)^{0,5} \left(\frac{\rho_{g,1}}{\rho_{g,2}} \right)^{-0,3} \left(\frac{\Delta V_1}{\Delta V_2} \right)^{-1} \quad (3.62)$$

Admitindo que tanto o combustível líquido como o gás de atomização são injetados desde condições atmosféricas, pelo que se adota a temperatura de estagnação T_0 próxima à temperatura ambiente. Admite-se, também, que são conhecidas as propriedades dos gases em questão (R, k) e os parâmetros de operação para algum regime de atomização (vazão de líquido e gás, $\dot{m}_{l,1}, \dot{m}_{g,1}$, pressão de injeção e de estagnação nas linhas de combustível e de gás, $p_{l,1}, p_{0l,1}, p_{g,1}, p_{0g,1}$). Devem ser dados os parâmetros do novo regime de operação ($p_{0l,2}, p_{l,2}, \dot{m}_{l,2}$). A seguir, apresenta-se a sequência de cálculo para este caso.

A constante de um gás qualquer é a razão da constante universal dos gases ($R_0 = 8314 \text{ J/kg-K}$) e a sua massa molar, M :

$$R = \frac{R_0}{M} \quad \Rightarrow \quad \frac{R_1}{R_2} = \frac{M_2}{M_1} \quad (3.63)$$

Da equação de estado, com $T_0 = const$, e levando em conta a Eq. (3.63) tem-se:

$$\left(\frac{p_{01}}{\rho_{01}}\right) \Big/ \left(\frac{p_{02}}{\rho_{02}}\right) = \frac{R_1 T_{01}}{R_2 T_{02}} \quad \Rightarrow \quad \left(\frac{p_{01}}{\rho_{01}}\right) \Big/ \left(\frac{p_{02}}{\rho_{02}}\right) = \frac{R_1}{R_2} = \frac{M_2}{M_1} \quad (3.64)$$

Sendo a geometria do injetor conhecida e conhecidos os parâmetros de operação para um regime dado, 1, pode-se definir a razão de pressão, ε , como a razão da pressão de injeção do gás, p_g , para a pressão de estagnação da linha de gás, p_{0g} , de modo que $\varepsilon_{g,1} = p_{g,1}/p_{0g,1}$. Se a área de saída do bocal do injetor é A , a vazão mássica, em caso de um regime subsônico, vem dada pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_{g,1} = \frac{A p_{0g,1}}{\sqrt{R_1 T_{0g,1}}} \sqrt{k_1 - 1} \left(\varepsilon_1^{\frac{2}{k_1}} - \varepsilon_1^{\frac{k_1+1}{k_1}} \right) \quad (3.65)$$

Para o regime sônico ou supersônico, a vazão atingirá seu valor máximo e permanecerá constante, ainda se a contrapressão diminuir além deste valor, sendo a vazão calculada com a Eq. (3.10). Se escrever a equação 3.65 para dois regimes diferentes obtém-se:

$$\frac{\dot{m}_{g,1}}{\dot{m}_{g,2}} = \frac{p_{0g,1}}{p_{0g,2}} \sqrt{\frac{R_2 T_{0g,2}}{R_1 T_{0g,1}}} \sqrt{\frac{k_1 (k_2 - 1)}{k_2 (k_1 - 1)}} \left(\frac{\varepsilon_1^{\frac{2}{k_1}} - \varepsilon_1^{\frac{k_1+1}{k_1}}}{\varepsilon_2^{\frac{2}{k_2}} - \varepsilon_2^{\frac{k_2+1}{k_2}}} \right) \quad (3.66)$$

Fazendo algumas transformações algébricas se pode achar:

$$\varepsilon_2^{\frac{2}{k_2}} - \varepsilon_2^{\frac{k_2+1}{k_2}} = \left(\frac{\dot{m}_{g,2}}{\dot{m}_{g,1}} \right)^2 \left(\frac{p_{0g,1}}{p_{0g,2}} \right)^2 \frac{T_{0g,2}}{T_{0g,1}} \frac{R_2}{R_1} \frac{k_1}{k_2} \frac{(k_2 - 1)}{(k_1 - 1)} \left(\varepsilon_1^{\frac{2}{k_1}} - \varepsilon_1^{\frac{k_1+1}{k_1}} \right) \quad (3.67)$$

Definindo a função de pressão, F_p , como:

$$F_p = \varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \quad (3.68)$$

Logo, como é conhecida a razão de pressão na saída do bocal do injetor (calculada teoricamente ou medida experimentalmente próximo na câmara de mistura) pode ser calculada a função de pressão F_{p1} para o gás ou regime 1. Isto permite encontrar a função de pressão F_{p2} para o novo gás 2, ou para o novo regime 2. Logo, pode ser determinada a razão de pressão ε_2 no ponto correspondente onde anteriormente foi tomada a razão de pressão ε_1 .

Deve-se indicar que a condição crítica para o novo gás ou regime 2 não será igual que para o gás ou regime 1. A nova condição crítica pode-se encontrar de:

$$\frac{\dot{m}_{g,1}^*}{\dot{m}_{g,2}^*} = \frac{p_{01}}{p_{02}} \sqrt{\frac{R_2 T_{02}}{R_1 T_{01}}} \sqrt{k_1 \left(\frac{2}{k_1+1}\right)^{\frac{k_1+1}{k_1-1}} \left(\frac{2}{k_2+1}\right)^{-\frac{k_2+1}{k_2-1}}} \quad (3.69)$$

A velocidade de saída no bocal do injetor (entrada à câmara de mistura) é expressa como:

$$V = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_0 \left(1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}\right)} \quad (3.70)$$

Como já é conhecida a razão de pressão do ar e do novo gás ou regime 2, pode-se calcular a razão de velocidades na saída do bocal obtendo-se:

$$\frac{V_{g,1}}{V_{g,2}} = \frac{\Delta V_1}{\Delta V_2} = \sqrt{\frac{k_1}{k_2} \left(\frac{k_2-1}{k_1-1}\right) \frac{R_1 T_{01}}{R_2 T_{02}} \left(1 - \varepsilon_1^{\frac{k_1-1}{k_1}}\right) \left(1 - \varepsilon_2^{\frac{k_2-1}{k_2}}\right)^{-1}} \quad (3.71)$$

A Tabela 3.1 apresenta as velocidades de diferentes gases e sua comparação com a velocidade do ar, a igual temperatura de estagnação, $T_0 = 300$ K; e razão de pressão $\varepsilon = \varepsilon^*$. Observa-se que quanto mais leve o gás (maior R), maior será sua velocidade, enquanto que a menor k , a velocidade será maior, tendo k uma influência menor quando comparado com R .

Tabela 3.1 – Comparação das velocidades críticas de diferentes gases com a velocidade do ar

Gás	R [J/(kg.k)]	k	$a^* = V^*$	$a^*_{\text{gás}}/a^*_{\text{ar}}$
Ar	287,0	1,40	316,94	1,00
Dióxido de carbono	189,0	1,29	252,70	0,80
Monóxido de carbono	296,8	1,40	322,30	1,02
Helio	2076,9	1,67	882,55	2,79
Hidrogênio	4124,0	1,41	1202,31	3,79
Metano	518,2	1,30	419,14	1,32
Nitrogênio	296,8	1,40	322,30	1,02
Oxigênio	259,8	1,40	301,32	0,95
Propano	188,5	1,13	244,75	0,77
Vapor d'água	461,5	1,33	397,37	1,25

Para encontrar a razão de massa específica na saída do bocal, se faz o seguinte:

$$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{p}{p_0} \frac{p_0}{RT_0} \frac{T_0}{T} \quad (3.72)$$

Para o processo isentrópico tem-se:

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{k}{k-1}} \Rightarrow \frac{T}{T_0} = \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.73)$$

Ao substituir a Eq. (3.73) na Eq. (3.72), obtém-se:

$$\rho = \frac{p_0}{RT_0} \varepsilon \cdot \varepsilon^{-\frac{k-1}{k}} = \frac{p_0}{RT_0} \varepsilon^{\frac{1}{k}} \quad (3.74)$$

Logo, a razão de pressões na saída do bocal do injetor será:

$$\frac{\rho_{g,1}}{\rho_{g,2}} = \frac{R_2}{R_1} \frac{p_{0g,1}}{p_{0g,2}} \frac{T_{0g,2}}{T_{0g,1}} \varepsilon_1^{\frac{1}{k_1}} \varepsilon_2^{-\frac{1}{k_2}} \quad (3.75)$$

Da Eq. (3.75), se relacionar um gás qualquer com o ar, pode-se observar que quanto maior é a constante do gás, comparado com do ar, sua massa específica será menor que do ar.

Para encontrar a relação de vazão mássica de combustível usa-se a equação de continuidade, obtendo-se:

$$\frac{\dot{m}_{l,1}}{\dot{m}_{l,2}} = \frac{\rho_{l,1}}{\rho_{l,2}} \frac{V_{l,1}}{V_{l,2}} \frac{A_1}{A_2} \quad (3.76)$$

Lembrando que as áreas são iguais, por ser a mesma geometria do injetor, as propriedades iniciais 1 são conhecidas, assim como a massa específica do combustível 2, devendo-se definir a massa e a velocidade do novo combustível. Se a massa do combustível $\dot{m}_{l,2}$ é dada, a razão se calcula diretamente, mas se ela não é fornecida, deve conhecer-se um ou outros parâmetros que permitam calcular a velocidade e posteriormente a vazão mássica do combustível 2. Geralmente este parâmetro é $\Delta p_{l,2} = p_{0l,2} - p_{l,2}$.

Assim, uma vez calculadas a razão de massa de gás de atomização (equação 3.69), a razão de velocidade (equação 3.71), a razão de massa específica (equação 3.75) e a razão de vazão de combustível (equação 3.76), pode-se usar a equação 3.56 e calcular a variação do diâmetro médio das gotas.

Uma conclusão teórica pode ser obtida se combinar as equações 3.71 e 3.75 para determinar o produto da massa específica pela velocidade de um gás, quando comparada com o ar, para similares condições de operação. Fazendo um arranjo, pode ser obtido:

$$\left(\frac{\rho_g}{\rho_{ar}} \right)^{0,3} \left(\frac{\Delta V_g}{\Delta V_{ar}} \right) \propto \left(\frac{R_{ar}}{R_g} \right)^{0,3} \left[\frac{k_g}{k_{ar}} \left(\frac{k_{ar} - 1}{k_g - 1} \right) \frac{R_g}{R_{ar}} \right]^{0,5} = \left(\frac{R_g}{R_{ar}} \right)^{0,2} \left[\frac{k_g}{k_{ar}} \left(\frac{k_{ar} - 1}{k_g - 1} \right) \right]^{0,5} \quad (3.77)$$

Da equação 3.77, pode-se deduzir teoricamente que quando substituir o ar por um gás com maior R e menor k , o diâmetro das gotas do spray produzido com o novo gás deverá diminuir, comparado com o diâmetro das gotas produzido com ar.

Deve-se indicar que para variação do processo de operação não é necessário levar em conta as propriedades do gás de atomização, mas em caso da mudança de gás de atomização deverão ser levadas em conta as propriedades do gás de referência e do novo gás.

Na etapa experimental foi testado o injetor tipo Y desenvolvido para este caso e os resultados serão discutidos no capítulo seguinte.

4 DISPOSITIVOS E METODOLOGIAS EXPERIMENTAIS

4.1 Variáveis fundamentais para medição

O presente trabalho tem como objetivo obter as características dos *sprays* produzidos em processos de atomização com injetores do tipo Y e efervescente. O escoamento no interior desses bocais caracteriza-se por: 1º tridimensionalidade; 2º presença de duas fases (gás de atomização e líquido combustível); e 3º compressibilidade (por parte do fluido auxiliar – gás de atomização).

Em injetores do tipo Y, devido às elevadas velocidades de ambas as fases, o escoamento apresenta-se altamente turbulento (SONG e LEE, 1996; ANDREUSSI *et al.*, 1994; GRAZIADIO *et al.*, 1987). No caso de atomizadores efervescentes, a distribuição das bolhas de gás no escoamento líquido e o regime do escoamento afetam a qualidade da atomização (QIAN *et al.*, 2010).

Devido às dificuldades inerentes a um tratamento analítico deste problema, optou-se por uma abordagem teórico-experimental, visando obter resultados que permitam estabelecer hipóteses simplificadoras sobre o desempenho desses injetores. O padrão de escoamento no interior desses injetores é do tipo anular-disperso, para o caso de injetor do tipo Y, e borbulhante, para o caso do injetor efervescente. Em ambos os casos, o escoamento é bifásico e a dinâmica que governa o escoamento é complexa, o que evidencia a necessidade de um tratamento experimental.

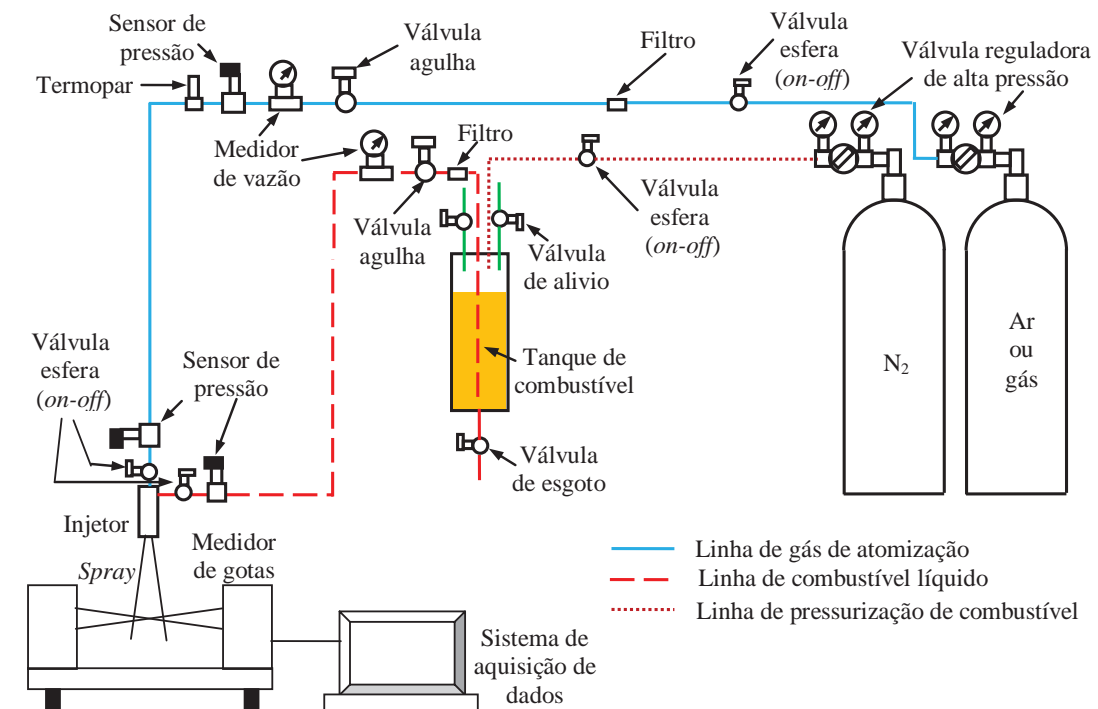
Assim, do ponto de vista experimental, as principais variáveis a serem medidas são a vazão mássica do combustível líquido e a vazão volumétrica do gás de atomização, a temperatura e a pressão de injeção do gás de atomização para o cálculo da massa específica, assim como as pressões de injeção do líquido combustível e do gás de atomização.

Outra variável experimental é a medida do diâmetro médio das gotas geradas pelos *sprays* produzidos através dos injetores em questão. Eles também serviram para calcular outras variáveis, tais como a massa específica do gás, razão mássica gás/combustível, queda de pressão na linha de combustível, velocidade de injeção do escoamento, coeficiente de descarga, etc. Estas variáveis são indispensáveis para efetuar a análise dos resultados experimentais destes injetores.

4.2 Descrição da bancada experimental

A bancada experimental montada para este trabalho é composta de duas linhas de suprimento: uma para o gás de atomização e outra para o líquido combustível que, por sua vez, estão voltadas à medição dos parâmetros de processo, a saber: vazões mássicas, temperatura e pressões de suprimento de gás e líquido. O esquema da bancada é apresentado na Fig. 4.1.

Figura 4.1 – Esquema da bancada experimental



A linha de fornecimento de combustível é constituída por um sistema de pressurização, tanque de armazenamento de combustível e linha de suprimento do injetor.

A linha de pressurização do tanque de combustível é constituída por uma garrafa pressurizada de nitrogênio (N₂) equipada com uma válvula reguladora de alta pressão. A válvula reguladora reduz a pressão até um valor da faixa de trabalho com que se pressuriza o tanque de combustível. Após o tanque, uma válvula esfera (*on-off*) é montada para o fechamento rápido da linha, caso necessário.

O tanque de combustível, com capacidade de 3,0 litros, tem quatro condutos na parte superior: um de entrada da linha de pressurização, um segundo provido de um sistema pescador que leva o combustível até o injetor e dois outros condutos para encher o tanque (um para encher de líquido e outro para alívio do tanque). Na parte inferior, tem-se uma saída para esgotar o líquido. Todas estas linhas do tanque de combustível estão equipadas com uma válvula esfera (*on-off*).

A linha de fornecimento de líquido combustível ao injetor está composta de um filtro (para evitar o ingresso de impurezas), uma válvula agulha que permite a regulagem fina da vazão de líquido, um medidor de vazão (rotâmetro) para a medição da vazão de combustível e, perto do injetor, encontra-se instalado um sensor de pressão que mede a pressão de injeção do líquido, seguido de uma válvula esfera (*on-off*) para fechamento rápido da linha.

A linha de suprimento de gás de atomização estende-se a partir do cilindro de gás de atomização para o injetor. O cilindro contendo gás de atomização está equipado com uma válvula reguladora para diminuir a pressão até a faixa de trabalho. Um filtro é montado na linha para prevenir a passagem de impurezas.

Seguindo a linha, encontra-se o sistema de medição da vazão de gás, composto de uma válvula agulha para a regulagem fina da vazão, um controlador-medidor de vazão que permite conhecer a vazão volumétrica de gás. Um sensor de pressão mais um termopar completam o sistema de medição, sendo que eles medem a pressão e temperatura do gás, possibilitando o posterior cálculo da massa específica do gás, necessária para determinar a vazão mássica do gás de atomização. Próximos ao injetor, encontram-se instalados um sensor de pressão, que mede a pressão de injeção de gás, e uma válvula esfera para o fechamento rápido da linha.

Completa a bancada o sistema de difração laser Spraytec Malvern 2007, modelo STP5936 que mede o diâmetro das gotas do spray produzido pelo injetor e um sistema para aquisição de dados da distribuição de tamanhos de gotas geradas pelo injetor. O injetor deverá ser montado num dispositivo que permita seu nivelamento com a luz laser e seu deslocamento para alterar a posição da seção de medição.

As gotas do spray gerado pelo injetor foram coletadas em uma caixa instalada abaixo do medidor de gotas. Foi observado durante os testes que o processo de atomização produz um spray com gotas de diferentes tamanhos, além de gerar uma névoa e gotas que se aderiam ao emissor de feixe laser, prejudicando o processo de medição do tamanho de gotas. Foi necessário instalar um

sistema de exaustão composto de coletor, moto-ventilador e duto de exaustão. O coletor de exaustão com forma de funil se ligava com o ventilador através de uma tubulação de PVC de 2”.

4.3 Sistema e dispositivos para a medição dos parâmetros do processo

Para efetuar as medições dos parâmetros da vazão, pressões de injeção, pressão e temperatura na linha, é necessário contar com sistemas ou dispositivos apropriados. A seguir, descrevem-se os sistemas e dispositivos usados na bancada experimental.

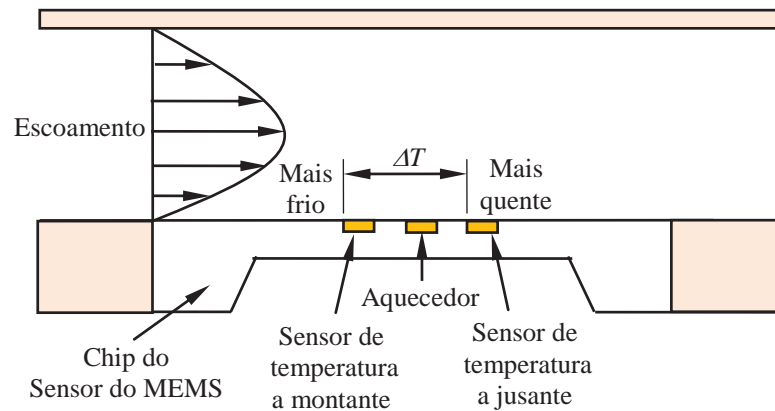
4.3.1 Medição da vazão de gases de atomização e líquido combustível

As vazões mássicas de ar de atomização e outros gases de atomização foram determinadas com medidores de vazão, condizentes com a faixa de medição de cada fluido. Para os ensaios respectivos foram disponibilizados os tipos de controladores que se descrevem a seguir:

a) Medidor de vazão Brooks: O medidor de vazão Brooks, da serie 4800 foi projetado para trabalhar com gases como N_2 , O_2 , Ar, He, H_2 , CO_2 , CO, N_2O , CH_4 , C_3H_6 e C_3H_8 . Ele oferece uma ampla faixa de medição do fluxo e tempo de resposta rápido, tem tamanho compacto e muitas outras vantagens para uma variedade de aplicações industriais e de laboratório.

O medidor de vazão Brooks série 4800 utiliza um Micro Sistema Eletro Mecânico (*Micro Electro Mechanical System*, MEMS) com base em um sensor térmico. Ao contrário dos sensores de temperatura tradicionais, os sensores de MEMS são fabricados a partir de uma placa de silício. Como os sensores térmicos tradicionais, o sensor do MEMS mede uma alteração na temperatura para determinar a vazão mássica do gás. Como o gás flui diretamente através dos sensores, pode-se conseguir tempos de resposta extremamente rápidos. Na Fig. 4.2 é apresentado o esquema de escoamento do gás através da placa do sensor do MEMS.

Figura 4.2 – Escoamento do gás ao longo do sensor MEMS.



O medidor possui um tempo rápido de ajustamento e usa um algoritmo tipo Proporcional-Integral-Derivativo (PID) para otimizar a resposta e garantir tempos rápidos de resposta. Este instrumento pode ser utilizado para totalizar a vazão mássica real sob qualquer alteração do ponto de ajuste. A interface do operador local simplifica a configuração e operação, permitindo uma opção para ver, controlar e configurar o medidor de vazão. Na Fig. 4.3 apresenta-se o medidor Brooks, serie 4800.

Figura 4.3 – Medidor de vazão mássica Brooks, serie 4800 (40 SLPM)



As características do desempenho do medidor são: uma ampla escala de medição desde 50 mSLM/min a 40 SLM de ar, sendo calibrado para o N₂ como gás padrão. A precisão da

medição flutua na faixa de 1% a 3% do total da escala, possui tempo de resposta de 300 ms, uma linearidade de $\pm (0,5 - 2) \%$ da escala total, repetibilidade⁴ de $\pm 0,15\%$ da escala total e tempo de resposta entre 0,3 segundos. A pressão de trabalho encontra-se na faixa de 0 a 10 bar, e temperatura de operação na faixa de 0 – 50 °C

- b) Rotâmetro Omel: O rotâmetro é um medidor de vazão de líquido (água e combustíveis) de área variável, onde o fluido escoo em um tubo cônico, vertical, de baixo para cima. O tubo é de vidro borosilicato no qual há um flutuador de peso constante. O aumento da vazão requer um acréscimo de área livre de escoamento, uma vez que a perda de carga do flutuador permanece constante. Desta forma, a posição de equilíbrio do flutuador indica a vazão (Figura 4.4).

Figura 4.4 – Rotâmetro Omel para medição da vazão do líquido.



⁴ Repetibilidade refere-se a aceitação do resultado de um ensaio, quando efetuado mais de uma vez por um mesmo operador, utilizando, necessariamente, a mesma aparelhagem.

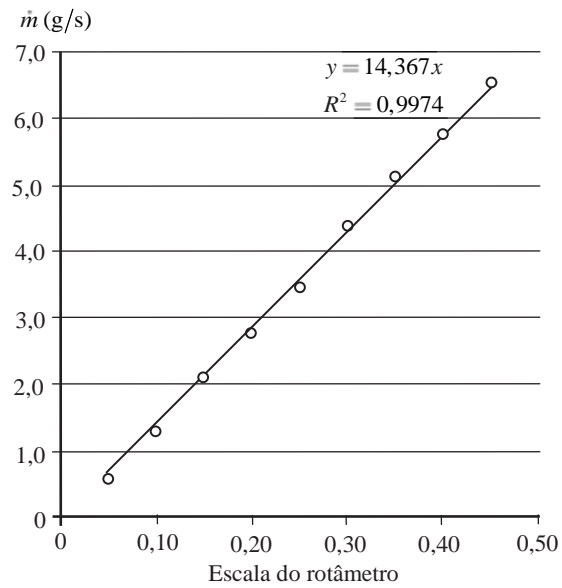
O rotâmetro Omel modelo P proporciona leituras instantâneas de baixas vazões de líquidos e com a faixa de vazão de 0,10 para 0,63 l/min, possui uma precisão industrial padrão: $\pm 10\%$ do fundo da escala, uma repetitividade de 0,5% do fundo de escala e rangeabilidade⁵ de 10:1. A pressão máxima de trabalho é de 1,5 MPa e temperatura máxima 120 °C. Possui uma escala útil de 0 até 0,50 l/min quando calibrada para a água, com graduação padrão: proporcional de 1 a 10 com fator de multiplicação. O rotâmetro tem acoplado um regulador de pressão diferencial, com o qual pode-se controlar a vazão do líquido, mesmo com variações de pressão à montante ou à jusante do aparelho.

A calibração do rotâmetro foi feita para cada tipo de líquido. Foi estabelecido um tempo base para a medição da vazão mássica. Durante este tempo, o líquido escoava através da linha de injeção de combustível para uma dada condição de abertura da válvula de controle de fluxo do rotâmetro. Na saída, foi recolhido em uma proveta de 600 ml. Foram estabelecidos períodos de medição de recolha de líquido, 60 segundos para vazões até de 0,3 l/min e 45 segundos para vazões maiores. Foram utilizadas as marcações do rotâmetro (cada de 0,05 l/min), registrando-se o tempo de recolha de líquido e os pulsos registrados pelo medidor do sensor de vazão. O líquido recolhido em uma proveta calibrada de 500 ml foi pesado em uma balança de precisão, registrando-se para cada evento a massa de líquido, o intervalo de tempo, a graduação da escala do rotâmetro e a leitura do sensor de vazão.

A razão da massa de líquido para o tempo determina a vazão mássica de combustível líquido. A Fig. 4.5 apresenta a curva que relaciona a escala do rotâmetro com a vazão mássica de água destilada obtida experimentalmente, assim como a linha de tendência e o coeficiente de determinação.

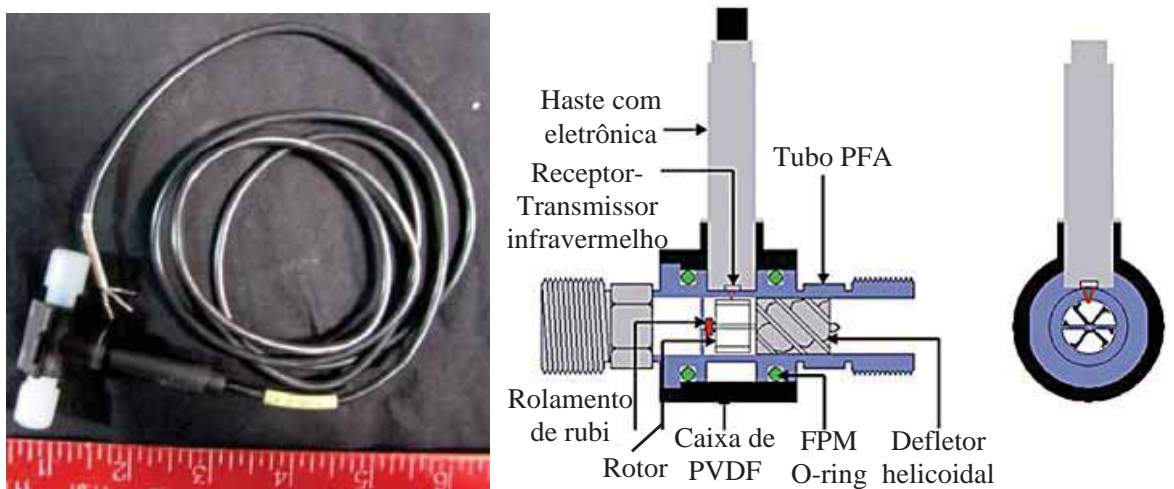
⁵ Rangeabilidade: é a relação entre o valor máximo e o valor mínimo lido com a mesma exatidão na escala de um instrumento. Exemplo: para um rotâmetro cuja escala é de 0 a 1000 ml/min, com exatidão de 1 % e rangeabilidade de 10:1 significa que a exatidão será respeitada entre os valores de 100 e 1000 ml/min.

Figura 4.5 - Curva de calibração do rotâmetro para a água.



- c) Sensor-medidor de vazão para líquido EquFlow: O sensor de vazão de PFA Equflow tem capacidade de detectar baixas vazões em uma grande variedade de aplicações. A Figura 4.6 mostra o sensor de vazão e seus componentes principais.

Figura 4.6 – Sensor de vazão Equflow com componentes de trabalho.



Fonte: www.equflowmeter.com

O sensor tem dois módulos principais: i) um tubo de PFA⁶ que contém um defletor helicoidal, para direcionar o fluxo e um rotor de turbina, de peso ultraleve que acompanha a oscilação da vazão, de forma muito precisa, ii) um corpo composto por um haste e uma caixa de PVDF⁷, onde se encontra um receptor-transmissor infravermelho e a eletrônica do sensor. O aperto do conjunto (entre o tubo e a caixa) é assegurado com dois anéis (O-ring) de FPM⁸. O fluxo entra por um defletor helicoidal e passa à turbina. À maior vazão, maior será a frequência de giro da turbina que acompanha a variação da vazão. Um sinal é gerado por os espaços entre as aspás do rotor que é refletido e captado pelo sensor (receptor-transmissor) gerando na saída um sinal digital IR (*Infra Red*) refletido de alta resolução.

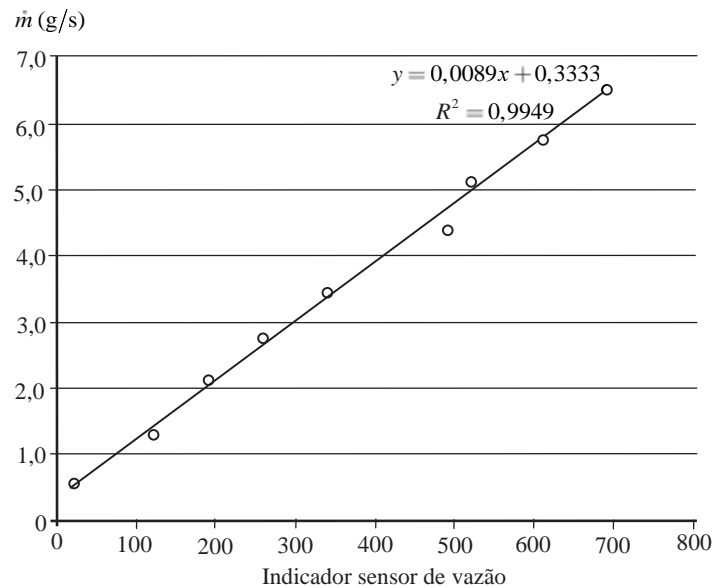
O sensor de vazão tem uma faixa de medição de 0,06 a 2 L/min, possui uma precisão de 1% da leitura, sendo sua repetibilidade menor que 0,15%. Pode trabalhar com líquidos a temperatura na faixa de -20 a 80°C, e uma pressão máxima de 20 bares. Este sensor pode trabalhar com líquidos de diferentes viscosidades, desde que estejam na faixa de 0,8 a 10 cSt. Na Fig. 4.7 apresenta-se a curva que relaciona as leituras registradas pelo medidor do sensor de vazão com a vazão mássica de água obtida.

⁶ PFA – resina a base de álcool perfluorado

⁷ PVDF – Resina a base de fluoreto de ploivinilideno, fluorocarbono termoplástico, tem a característica de boa resistência térmica, excepcional resistência química e elevada dureza.

⁸ FPM: Borracha fluorada, chamada também de Viton de DuPont.

Figura 4.7 – Curva de calibração do sensor de vazão para a água.



4.3.2 Medição da pressão e da temperatura

- a) Transmissores de pressão: Na bancada de teste foram utilizados três transmissores de pressão SETRA, série 209, com faixa de medição de pressão manométrica de 0 - 1,72 MPa (0 – 250 psig). Este transmissor de medição de pressão manométrica pode ser usado com gases e líquidos. Este transmissor tem alta precisão ($\pm 0,25\%$ da escala total), uma não linearidade de $\pm 0,22\%$ da escala total e não repetitividade de 0,05% da escala total. A temperatura de trabalho está na faixa de -40 a 85°C e tem um tempo de resposta de 5 milissegundos. Possui uma compensação dos efeitos térmicos numa faixa de -20 a 80°C . O sinal de saída é linear com saída de corrente 4 – 20 mA.
- b) Termopar: A bancada de teste conta com um termopar de tipo J, que está instalado na linha de gás de atomização. A faixa de medição é de 0 a 400°C , com uma precisão de $\pm 2,2\%$. Registra as variações de temperatura do gás de atomização quando há alteração dos parâmetros operacionais, sendo seu valor usado para calcular a massa específica do gás.

4.3.3 Controladores e leitores de parâmetros do processo

Os controladores e indicadores dão a leitura dos diversos parâmetros do processo. Na bancada, os controladores e leitores atuam sobre: i) os sensores de pressão de gás de atomização e combustível líquido, ii) o termopar e iii) o controlador de fluxo mássico para o gás de atomização.

Na bancada, são usados controladores de tipo Proporcional-Integral-Derivativo (PID), NOVUS 480D, sendo que eles dão a leitura dos sensores de pressão e da temperatura.

Na bancada experimental, para a linha de fornecimento de combustível se usa um medidor de fluxo e totalizador da firma Cole-Palmer.

4.4 Medição de diâmetro das gotas do *spray*

O sistema de difração laser *Spraytec Malvern 2007* fornece um método rápido para determinar a medição e as distribuições de tamanho de gotas obtidas por técnicas não intrusivas de difração laser. Isto é possível através da medição da intensidade da luz dispersa no momento em que um feixe laser passa através de um *spray*. Esses dados são analisados para calcular o tamanho das gotas criadas pelo padrão difração da luz (MALVERN INSTRUMENT LTD, 2013). A Fig. 4.8 mostra o sistema de medição de gotas *Spraytec*.

Figura 4.8 - Sistema de difração laser Spraytec Malvern 2007



O sistema *Spraytec* é constituído pelos seguintes elementos principais:

- Um módulo transmissor, que contém a fonte de luz colimada de laser utilizada para iluminar o *spray* durante a medição.
- Um módulo receptor que contém a lente (com distância focal de 300 mm) que centram qualquer luz dispersa pelo *spray* sobre uma série de detectores. Estes detectores medem com precisão a intensidade da luz dispersa pelas gotas do *spray* através de uma ampla gama de ângulos.
- Um banco óptico, que assegura que o transmissor e o receptor estejam alinhados. O comprimento destes pode ser alterado de modo a encaixar com as diferentes aplicações, sendo o máximo comprimento de 1,0 m.
- O software *Spraytec*, que controla o sistema durante o processo de medição e analisa os dados de espalhamento para calcular as distribuições de tamanho de gotas do *spray*. Os resultados são apresentados como histogramas do tamanho de gota, permitindo que qualquer alteração no tamanho das gotas ao longo do tempo seja reconhecida imediatamente. Os histogramas geralmente são expressos em função do Diâmetro Médio Sauter (SMD).

O funcionamento é baseado em cálculos através da comparação dos padrões de dispersão coletados de uma determinada amostra para um modelo óptico adequado. Dois modelos de

difração laser podem ser utilizados: a aproximação de Fraunhofer e a teoria de Mie. Fazendo uso destes modelos, avalia-se o tamanho das gotas dos *sprays* produzidos pelos sistemas de injeção.

O software permite realizar algumas reconfigurações, possibilitando a obtenção dos resultados baseados em funções estatísticas. É necessário definir o tipo de SOP (*Standard Operating Parameter*) o qual contém a informação inicial relacionada ao tipo de teste e a classe de combustível que será testado, permitindo realizar a análise da distribuição dos diâmetros obtidos que são exibidos pelo software do sistema.

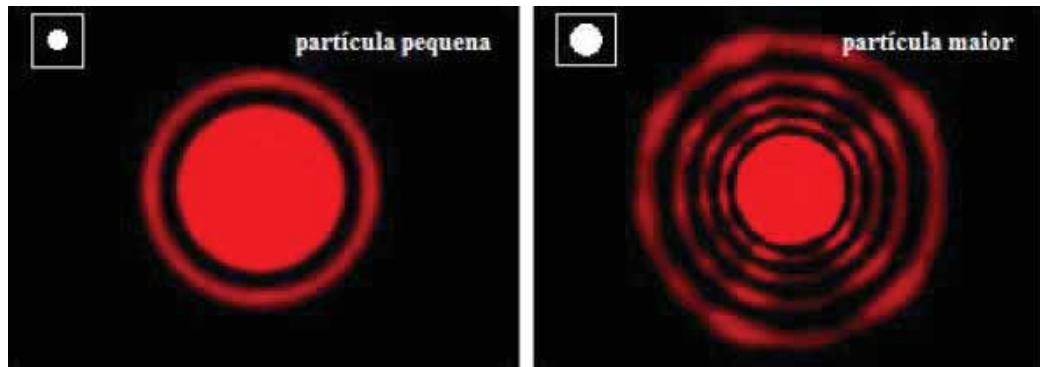
Uma vez isto realizado, o equipamento inicia automaticamente a configuração do hardware, o alinhamento das lentes óticas, a medição da amostra e o processamento dos resultados encontrados.

O sistema tem uma precisão de 1%, repetibilidade de 1% e reprodutibilidade de 1%. As faixas de medição são de 0,1 para 900 μm (para a lente de 300 mm) e de 2,0 para 2000 μm (para a lente de 750 mm).

4.4.1 Método de difração laser

A determinação do diâmetro da gota de um *spray* foi realizada pela aplicação do método de difração laser. Partículas que passam através de um feixe laser produzem um desvio ou espalhamento da luz com um determinado ângulo que é diretamente relacionado com o tamanho da gota. Quando o tamanho das gotas diminui, observa-se um aumento logarítmico do ângulo de espalhamento. A intensidade do espalhamento também depende do tamanho da gota; esta pode diminuir quando o volume da gota aumenta. Geralmente, as partículas maiores geram uma dispersão de luz para ângulos estreitos com alta intensidade, enquanto que as partículas pequenas são dispersas para ângulos mais amplos, mas com baixa intensidade conforme mostra a Figura 4.9.

Figura 4.9 - Padrões da dispersão de luz observada para uma partícula maior (imagem da direita) e uma partícula pequena (imagem da esquerda).



Fonte: (APAZA VÁSQUEZ, 2011)

4.4.2 Distribuição do tamanho das partículas

As distribuições de tamanho das partículas obtidas por técnicas de difração laser são calculadas através da comparação dos padrões de dispersão coletados de uma determinada amostra para um modelo óptico adequado. Tradicionalmente, dois modelos diferentes de difração laser são utilizados: a aproximação de Fraunhofer e a teoria de Mie.

A aproximação de Fraunhofer foi utilizada previamente em instrumentos de difração. Esta aproximação considera que as partículas que estão sendo medidas são opacas e têm um espalhamento da luz para ângulos estreitos, é aplicável apenas para partículas grandes (geralmente maiores que $900 \mu\text{m}$) e dará uma avaliação incorreta para as partículas mais finas. A teoria de Mie oferece uma solução mais rigorosa para o cálculo da distribuição do tamanho da partícula relacionada com o espalhamento da luz gerada pelas mesmas partículas. Esta teoria prevê as intensidades de espalhamento de todas as partículas, sejam pequenas ou grandes, transparentes ou opacas. A teoria de Mie permite a análise do espalhamento primário a partir da superfície da partícula, com a intensidade prevista pela diferença do índice de refração entre a partícula e o meio de dispersão. Também prevê o espalhamento secundário causado pela refração da luz no interior da partícula o que é especialmente importante para partículas com tamanhos menores que 50 microns de diâmetro, como é estabelecido pela norma internacional para medidas com difração laser (ISO13320-1, 1999).

O sistema de difração laser Spraytec da empresa Malvern fornece um método rápido fazendo uso dos modelos teóricos anteriormente indicados para avaliar o tamanho das partículas dos *sprays* produzidos pelos sistemas de injeção testados. As técnicas de difração laser podem ser classificadas como técnicas não intrusivas e não precisam de nenhuma calibração externa para realizar as medições relacionadas à distribuição do tamanho das gotas.

4.4.3 Princípios do funcionamento do sistema laser Spraytec

O sistema laser Spraytec da Malvern oferece outras vantagens para a caracterização dos *sprays*. Os dados podem ser adquiridos de maneira mais rápida, já que o sistema tem a capacidade de adquirir dados com uma frequência de 10 KHz, de modo que os dados obtidos da distribuição de tamanho de gotas em tempo real podem ser coletados com uma resolução de 100 μ s. Isto permite que qualquer mudança no tamanho das gotas durante a medição da amostra possa ser detectada em tempo real, permitindo que a dinâmica de atomização seja avaliada. Finalmente, a faixa de medição do instrumento para as gotas é ampla (0,1-2000 micra), garantindo que tanto as gotas pequenas quanto as grandes possam ser detectadas com uma única medição.

A óptica e o sistema de detecção no sistema Spraytec (Figura 4.10) permitem a aquisição de dados através de uma gama muito ampla, fornecendo sensibilidade para determinar uma ampla variedade de tamanhos de gotas. O sistema também pode coletar a luz dispersada das gotas a uma distância significativa do módulo receptor do instrumento. Uma desvantagem associada com os instrumentos tradicionais de difração por laser é a manipulação de espalhamento múltiplo. Isso ocorre quando a luz laser é espalhada por mais de uma partícula na zona de medição. O método de análise utilizado em sistemas tradicionais de difração laser considera que somente os espalhamentos simples são observados. Consequentemente, os resultados são cada vez mais propensos aos erros como o caso do aumento da concentração do spray. Esta é uma questão importante quando é realizada a caracterização dos *sprays*, pois muitos deles são relativamente concentrados. O algoritmo desenvolvido pela empresa Malvern para analisar o espalhamento das gotas no sistema Spraytec resolve esse problema.

Figura 4.10 - Sistema de difração laser Spraytec da empresa Malvern: (1) Fonte de luz laser, (2) óptica de colimação, (3) região de medição, (4) lentes coletores de dados, (5) detector de espalhamento de luz, (6) eletrônica para aquisição de dados.



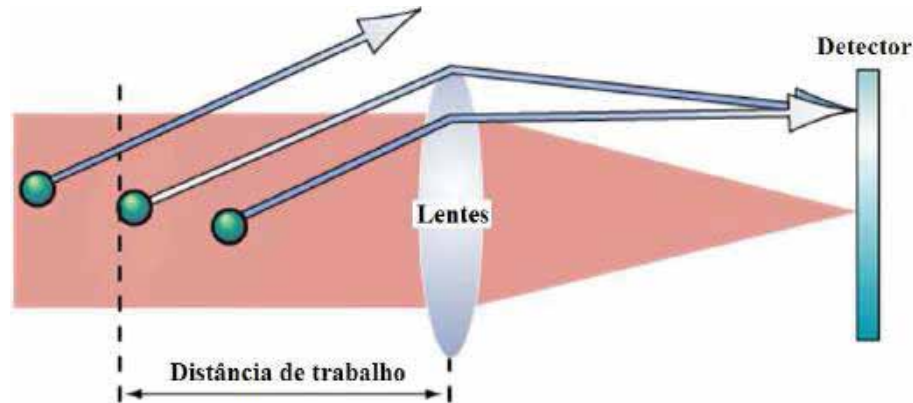
Fonte: (APAZA VASQUEZ, 2011)

A configuração do sistema óptico de difração laser do Spraytec da Malvern é mostrada na Figura 4.10. A fonte de luz laser está localizada no módulo transmissor, que está posicionado ao lado esquerdo do instrumento. O feixe laser é expandido para fornecer um feixe de diâmetro de 10 mm e logo é transmitido através da zona de medição onde o *spray* é introduzido. A luz laser dispersada pelas partículas do *spray* dentro da zona de medição é coletada por uma lente e focalizada em uma série de detectores sensíveis à luz (fotoreceptores) que medem a dependência angular da intensidade de luz espalhada. Após analisar as mudanças na intensidade de espalhamento da luz em função do ângulo, com a ajuda do software que acompanha o instrumento é possível determinar a distribuição do tamanho de gota do *spray* testado.

A lente usada no sistema Spraytec da Malvern é uma lente de Fourier. A função principal desta lente é que qualquer luz dispersada ao mesmo ângulo pelas partículas que estão dentro da zona de medição seja focalizada para um mesmo ponto no sistema detector (ver Figura 4.11). Isto é conseguido independentemente da velocidade ou da posição das partículas do *spray* que se encontram dentro da zona de medição, de tal forma que para qualquer instante, o padrão de espalhamento de luz medido pelo sistema de detecção é um indicador da distribuição de tamanho de partícula de todas as partículas presentes no feixe de laser. É importante assegurar que as partículas do *spray* estejam o suficientemente perto à lente para garantir que qualquer espalhamento de luz com ângulos maiores, ocasionado pela presença de partículas pequenas que

se encontram dentro da zona de medição do *spray*, seja logo coletado e medido. Se as partículas estiverem muito afastadas, a luz espalhada com ângulos maiores não será detectada corretamente, prejudicando a capacidade do sistema para detectar partículas pequenas.

Figura 4.11 - Definição da distância de trabalho para um sistema de difração laser.



Fonte: (APAZA VÁSQUEZ, 2011)

A distância máxima permitida entre as partículas e as lentes define a distância de trabalho para o sistema de difração de laser (ver Figura 4.11). Esta é definida considerando o ângulo máximo de espalhamento permitido (que por sua vez, refere-se ao limite de detecção para partículas pequenas) e o tamanho físico da lente (a distância de trabalho pode ser aumentada pelo aumento do diâmetro das lentes). No caso da lente de 300 mm utilizada no Spraytec, o tamanho mínimo de partícula média (Dv_{50}), que pode ser medido para um *spray* é $0.5 \mu\text{m}$. Isto define a distância de trabalho máxima como 150 mm, para o caso em que as partículas com estas dimensões sejam medidas corretamente.

4.5 Caracterização dos fluidos de teste

A composição do glicerol bruto depende da matéria prima utilizada e do processo de produção. Assim, o glicerol bruto obtido em um lote de produção será diferente se comparado com o glicerol bruto de algum outro lote de produção.

Como medida para prever estas diferenças, decidiu-se usar uma mistura de glicerina + etanol, os quais são líquidos com propriedades conhecidas. No entanto, a mistura proposta deverá ter propriedades similares às do glicerol bruto.

Um fator limitante e que foi levado em conta para definir a mistura é a especificação de uso do sensor de vazão, o qual trabalha com líquidos com viscosidade não superior a 10 cSt.

Com estas considerações, para avaliar o desempenho dos atomizadores propostos, serão utilizados três tipos de líquidos: água destilada, óleo diesel e uma mistura de glicerina + etanol.

As propriedades físicas a determinar, destes líquidos propostos, são a massa específica, a tensão superficial e a viscosidade. A seguir é apresentada a metodologia experimental que foi utilizada para caracterização dos líquidos testados.

4.5.1 Massa específica

A picnometria é uma técnica de referência usada para a medição da densidade e massa específica de líquidos. A Fig. 4.12 apresenta o processo da medição com o picnômetro.

Figura 4.12 – Medição da massa de um volume de líquido com o picnômetro.



A utilização desta técnica requer um picnômetro e uma balança. O picnômetro é um recipiente de vidro de volume conhecido, sendo que para os testes realizados no presente trabalho foi usado um picnômetro de 50 ml de volume. A medição do peso efetua-se com uma balança Shimadzu BC3200H com capacidade de medição máxima de 3200 g com precisão de 0,1 g. Inicialmente, o picnômetro vazio é pesado e a medição registrada. Logo, se enche o picnômetro com o líquido a testar até o nível de referência para o volume determinado. Novamente, pesa-se o picnômetro e, mediante uma simples subtração, obtém-se o peso do líquido, que é igual à massa. Como o volume é conhecido, basta dividir o peso obtido (massa) pelo volume para obter a massa específica.

4.5.2 Tensão superficial

O método escolhido para determinar a tensão superficial dos líquidos foi o método do anel. O método consiste em mergulhar um anel metálico de platina iridiada totalmente no líquido e depois retirá-lo, medindo-se a força para quebrar a película líquida formada pela ação da tensão superficial do líquido.

Neste método, mede-se a força necessária para remover o anel, de raio e espessura conhecidos, da superfície de um líquido. Para medir quantitativamente esta força, foi utilizado um tensiômetro que permite obter uma leitura direta da força aplicada sobre o anel, em dinas. O anel, no momento em que é arrancado da superfície, arrasta consigo uma coluna de líquido, que se admite ser perfeitamente cilíndrica. Nesse instante, a força aplicada pelo tensiômetro está equilibrada com o peso da coluna de líquido:

$$F = mg \tag{4.1}$$

A tensão superficial $\sigma = \Delta E / \Delta A$ é a razão da energia ΔE acrescentada para efetuar uma mudança da área superficial ΔA , à temperatura constante. Aqui, a variação ΔA é dada como $dA = 2\pi R dl$, ou seja, o perímetro do anel multiplicado pela variação infinitesimal da altura da coluna dl . Além disso, como existe uma face exterior e outra interior, há que se contar ainda com um fator igual a 2, e, portanto, obtém-se a relação:

$$mgdl = Fdl = \sigma dA = \sigma 4\pi Rdl \quad (4.2)$$

Daqui, é possível obter a tensão superficial como:

$$\sigma = \frac{mg}{4\pi R} = \frac{F}{4\pi R} \quad (4.3)$$

sendo que $F = F_2 - F_1$ em que F_1 é o peso do anel e F_2 é a força medida no momento da quebra da película. A Fig. 4.13 mostra o arranjo experimental utilizado na determinação de tensão superficial do líquido.

Figura 4.13 – Arranjo experimental para a medição da tensão superficial.



4.5.3 Viscosidade

Um dos métodos para medir a viscosidade de líquidos é usar um tubo em U que tem um conduto capilar, comumente conhecido como viscosímetro de Ostwald-Fenske. O viscosímetro consiste de um tubo em forma de U com um depósito C a um lado e dois bulbos, A e B, no outro.

O depósito C é mais ou menos esférico de alguns cm^3 de capacidade, onde se armazena um determinado volume de líquido que se quer medir. No outro lado do tubo têm-se duas linhas de referência, uma acima e outra embaixo do bulbo B. Na parte inferior deste lado há um conduto capilar. Enche-se o depósito C com certa quantidade de líquido, que logo é succionado para os depósitos A e B. A quantidade de líquido deve ser tal, que quando succionado o depósito C tenha certa quantidade de líquido. Deixa-se escorrer o líquido através do tubo capilar sob ação da gravidade. Quando o líquido atingir a linha superior, começa-se a medir o tempo até que ele passar pela linha inferior. A Fig. 4.14 apresenta o viscosímetro de Ostwald.

Figura 4.14 – Viscosímetro de Ostwald.



O fundamento teórico do funcionamento do viscosímetro de Ostwald – Fenske está baseado na lei de Poiseulle, que diz que o volume de um líquido viscoso que flui através do interior de um tubo horizontal reto, com um intervalo de tempo t é:

$$V = \frac{\pi r^4 (p_1 - p_2)}{8\eta L} t \quad (4.4)$$

onde r é o raio do tubo, L é o comprimento, η a viscosidade do líquido e $p_1 - p_2$ a diferença de pressão entre os extremos do tubo e que provoca o escoamento do fluido. Assim, se mantiver uma diferença de pressão $p_1 - p_2$ constante ao longo do tubo e sendo possível medir $p_1 - p_2$, V , t , L e r , pode ser conhecida a viscosidade dinâmica η . Se o tubo for vertical, o deslocamento do fluido é devido à ação da gravidade sobre ele, em cujo caso a Eq. (4.4) pode ser escrita como:

$$V = \frac{\pi r^4 \rho g h}{8\eta L} t \quad (4.5)$$

Assim, medindo o tempo t_{H_2O} que utiliza a água destilada (com viscosidade η_{H_2O} e massa específica ρ_{H_2O} conhecidas) para desalojar o volume V entre as linhas de referência do bulbo B, e utilizando o mesmo volume de líquido de teste, que tem viscosidade η_{liq} e massa específica ρ_{liq} e aplicando a Eq. (4.5) para ambos os líquidos pode ser obtido:

$$\left. \begin{aligned} t_{H_2O} &= \frac{8VL}{\pi r^4 gh} \frac{\eta_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} \\ t_{liq} &= \frac{8VL}{\pi r^4 gh} \frac{\eta_{liq}}{\rho_{liq}} \end{aligned} \right\} \eta_{liq} = \eta_{H_2O} \frac{\rho_{liq}}{\rho_{H_2O}} \frac{t_{liq}}{t_{H_2O}} \quad (4.6)$$

Assim, se for conhecida a viscosidade de um dos líquidos e a massa específica de ambos, pode-se determinar a viscosidade do outro líquido simplesmente medindo o tempo que demora cada um destes líquidos para desalojar o volume V fixado no viscosímetro. Este é um método de medição relativa. Note-se que o método relativo evita duas dificuldades apresentadas pelo método absoluto:

- A primeira delas, manter constante e medir a diferença de pressão $p_1 - p_2$,
- A segunda, medir o raio do conduto capilar, que deve ser muito preciso, porque aparece a quarta potência na Eq. 4.5.

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÕES

Este capítulo apresenta os resultados da caracterização dos líquidos usados nos testes experimentais e das medições dos parâmetros de operação (pressões de injeção, pressões de estagnação, temperaturas e vazões de suprimento de gás e combustível), assim como o diâmetro médio das gotas do *spray* produzidas pelos dois tipos de injetores propostos, além dos resultados da análise teórico-experimental.

O capítulo está organizado em dois grandes grupos de resultados, que são descritos a seguir. Na primeira parte deste capítulo, apresentam-se os resultados das medições dos parâmetros operacionais testados para o injetor de mistura interna tipo Y. Para a geometria imposta, efetuam-se os testes para avaliar o seguinte: a) condição de bloqueio do injetor; b) influência da pressão da câmara de mistura, variando as condições na linha de atomização ou na linha de alimentação do combustível; c) o coeficiente de descarga; d) o diâmetro médio das gotas do *spray*; e) avaliação da equação de Wigg para líquidos com viscosidade relativamente grande; e f) a influência das propriedades do gás de atomização na qualidade do *spray*.

Na segunda parte, descreve-se a avaliação do injetor efervescente. Baseado nos resultados dos ensaios do injetor efervescente, efetuados sob as diferentes condições operacionais, avalia-se a influência da geometria do injetor. Especificamente, refere-se à quantidade de orifícios e filas de orifícios de areação, assim como a localização deles relacionada ao bocal de saída do injetor. Também se avalia a qualidade da atomização através do diâmetro médio das gotas do *spray*.

Antes da discussão dos resultados experimentais, devem ser levadas em conta as seguintes considerações sobre o comportamento dos fluidos quando passar através do injetor. Normalmente em problemas técnicos, a potência da câmara ou do forno é um dado conhecido, o que permite determinar a vazão de combustível para obter esta potência. Assim, conhecidas a potência térmica e a vazão de combustível, as quais permanecem constantes, a questão consiste em determinar o melhor regime de atomização.

Embora a geometria do injetor possa ser conhecida, realizar uma hipótese teórica sobre a magnitude dos parâmetros de operação é praticamente impossível. Como indicado na Eq. (3.53,) os parâmetros de operação do injetor podem ser relacionados através da razão *GLR*. Por um lado, na linha de combustível, a vazão pode ser definida pela pressão de injeção e a pressão no tanque de combustível. Por outro lado, na linha de gás de atomização, a vazão de gás também pode ser

definida pela pressão de injeção e a pressão de estagnação na linha. Uma vez que cada linha de fornecimento é independente uma da outra, existe a possibilidade de se estabelecer vários regimes de trabalho. Mas ambas as linhas estão ligadas por meio do ponto de mistura. Um valor particular de pressão no ponto de mistura determina as condições dinâmicas que governam o movimento dos fluidos à montante de ambas as linhas e vice-versa; o estabelecimento de regimes de operação em cada linha determina uma pressão particular no ponto de mistura.

Foi por este motivo que no desenvolvimento teórico não foram efetuados pressupostos de regimes de operação para avaliar as hipóteses propostas e prever os efeitos sobre o desempenho do injetor. Além disso, sem poder conhecer ou estimar a resistência oferecida pelo injetor para a passagem dos fluidos, a qual não é constante e depende da geometria particular e das propriedades de cada fluido, os valores assumidos podem não corresponder à realidade, conduzindo a erros nos cálculos de avaliação e na extração de conclusões.

Esta situação levou a considerar que o melhor procedimento é efetuar testes experimentais e levantar dados dos parâmetros de operação para cada regime de trabalho do injetor; assim, com a certeza de que esses parâmetros são reais e possíveis, avaliar o mesmo fenômeno com as propostas teóricas e fazer a comparação entre os resultados teóricos e experimentais.

Sob estas considerações é que são discutidos os pontos relacionados a este capítulo.

5.1 Propriedades dos líquidos combustíveis e gases de atomização

O processamento de dados experimentais obtidos com os testes dos injetores requer o conhecimento das características dos líquidos a serem utilizados. As propriedades físicas dos líquidos como massa específica, tensão superficial e viscosidade são propriedades fundamentais que influenciam o processo de atomização.

Neste trabalho, os líquidos testados foram água, óleo diesel e uma mistura de glicerina e etanol. A água destilada foi empregada como líquido padrão para comparações. Os valores experimentais são comparados com os valores fornecidos na bibliografia.

Na Tabela 5.1 se apresentam as propriedades teóricas dos líquidos usados.

Tabela 5.1 – Propriedades dos líquidos utilizados a $T = 300\text{ K}$

Líquido	Massa específica ρ (kg/m ³)	Viscosidade η (10 ⁻³ N.s/m ²)	Tensão superficial σ (N/m)
Água*	994,5	0,886	0,072
Óleo Diesel*	828,94	2,94	0,025
Glicerina**	1260	1410	0,063

Fonte: * Liquid Fuel Thermal Database⁹; ** Morrison (1994).

Medição da massa específica: A medição da massa específica dos líquidos utilizados neste trabalho foi efetuada utilizando o método de picnometria, seguindo o procedimento descrito no ponto 4.4.1. O volume do picnômetro foi de 50 ml e a medição efetuada a pressão atmosférica foi de 96,4 kPa e a temperatura 298 K. Os líquidos utilizados nos testes foram água destilada, óleo diesel e misturas de etanol combustível com glicerina USP, com grau de pureza 92,09%. A Tabela 5.2 apresenta os resultados das medições experimentais da massa específica para a água destilada, o etanol e a glicerina USP.

Tabela 5.2 – Massa específica dos líquidos usados para atomização.

Medição	Peso (g)						
	Picnômetro	Picnômetro + água	Água	Picnômetro +etanol	Etanol	Picnômetro + glicerina	Glicerina
1	41,54	95,54	54,00	85,32	43,78	107,64	66,10
2	41,54	95,53	53,99	85,33	43,79	107,65	66,11
3	41,55	95,54	53,99	85,31	43,76	107,67	66,12
4	41,55	95,53	53,98	85,33	43,78	107,62	66,07
5	41,54	95,53	53,99	85,32	43,78	107,61	66,07
Média			53,99		43,778		66,094

⁹ Liquid Fuel Thermal Database. Disponível em: <http://nequam.se/misc/chem.php>, Acesso em: 20 de março de 2013.

Massa específica ρ (g/cm ³)	1,080 ± 0,01	0,876 ± 0,02	1,322 ± 0,02
--	-----------------	-----------------	-----------------

Na Tabela 5.2, observa-se que a massa específica do etanol combustível é superior a do etanol puro, devido, possivelmente, à presença de aditivos, já que este combustível apresentava uma cor amarelada. Resultado semelhante foi obtido para a glicerina utilizada, que tem uma massa específica maior quando comparada com a do glicerol puro.

Foram elaboradas misturas de glicerina e etanol em diferentes proporções em peso. Para ter um líquido de alta viscosidade, foi elaborada uma mistura de glicerina + etanol com porcentagens em peso de 40% e 60%, respectivamente. Também foi elaborada outra mistura de glicerol + etanol, de menor viscosidade, com porcentagens em peso de 25% e 75%, respectivamente. A Tabela 5.3 apresenta os resultados experimentais da medição destas misturas, conjuntamente com o óleo diesel adquirido no posto de combustíveis.

Tabela 5.3 – Massa específica do óleo diesel e misturas de glicerina + etanol

Medição	60% etanol + 40% glicerina			75% etanol + 25% glicerina			Óleo diesel	
	Picnômetro (g)	Picnômetro + mistura (g)	Mistura	Picnômetro (g)	Picnômetro + mistura (g)	Mistura	Picnômetro + óleo diesel (g)	Óleo diesel
1	41,56	93,23	51,67	41,57	91,09	49,53	87,76	46,19
2	41,54	93,24	51,70	41,58	91,10	49,56	87,77	46,19
3	41,55	93,24	51,69	41,57	91,10	49,55	87,76	46,19
4	41,55	93,23	51,68	41,56	91,10	49,55	87,76	46,20
5	41,54	93,23	51,69	41,56	91,11	49,57	87,77	46,21
Média			51,686			49,552		46,196
Massa específica ρ (g/cm ³)			1,034 ± 0,02			0,991 ± 0,02		0,924 ± 0,01

Pode-se observar que a massa específica medida difere dos dados teóricos, sendo os resultados experimentais maiores que os teóricos. O etanol foi adquirido no posto de combustível,

possivelmente aditivado. O grau de pureza da glicerina utilizada foi de 92.09% o que possivelmente influenciou nestes resultados.

Medição da tensão superficial: Para se obter a tensão superficial dos líquidos testados foi utilizado o método do anel. O diâmetro do anel foi de 59 mm e a espessura de 1,0 mm.

Na Tabela 5.4 se apresentam os resultados experimentais dos testes efetuados para obter a tensão superficial, tanto para a água destilada, misturas de glicerina + etanol e do óleo diesel.

Tabela 5.4 – Tensão superficial da água, óleo diesel e mistura de glicerina + etanol

Teste	Água			40% Glicerina + 60% etanol			Óleo diesel		
	Peso de anel (N)	Força de quebra (N)	Tensão Superficial (N/m)	Peso de anel (N)	Força de quebra (N)	Tensão Superficial (N/m)	Peso de anel (N)	Força de quebra (N)	Tensão Superficial (N/m)
1	0,0475	0,075	0,0742	0,049	0,059	0,0270	0,048	0,0575	0,0256
2	0,048	0,0745	0,0715	0,0485	0,0595	0,0297	0,048	0,0575	0,0256
3	0,048	0,075	0,0728	0,0485	0,0595	0,0297	0,048	0,057	0,0243
4	0,0475	0,074	0,0715	0,048	0,0595	0,0310	0,048	0,0575	0,0256
5	0,048	0,0745	0,0715	0,0485	0,059	0,0283	0,048	0,057	0,0243
Média			0,0723 ± 0,019			0,0291 ± 0,019			0,0251 ± 0,008

Para o caso da mistura composta de 75% de etanol + 25% de glicerina, o valor experimental da tensão superficial foi de 0,0283 N/m.

Medição da viscosidade dinâmica: A viscosidade dos líquidos utilizados nos testes foi medida com o viscosímetro de Ostwald-Fenske. A temperatura de medição foi de 278 K. Inicialmente, foi medido o tempo de escoamento da água entre as linhas de referência do viscosímetro e que foi igual a 43.48 s. A água é tomada como referência, sendo que a viscosidade da água em condições de uma atmosfera de pressão e 25 °C é $\eta = 0,89$ mPa.s (METCALF & EDDY, Inc; 1995). Posteriormente, para cada líquido testado foi medido o tempo de escoamento e calculada sua viscosidade com a Eq. 4.6. As porcentagem dos componentes da mistura foram elegidos visando reproduzir a viscosidade do glicerol bruto. A Tabela 5.5 apresenta os resultados das medições experimentais efetuadas para os diferentes líquidos testados neste trabalho.

Tabela 5.5 – Viscosidade dinâmica das misturas de glicerol + etanol e do óleo diesel

Medição	Óleo diesel		40% glicerina + 60% etanol	
	Tempo (s)	Viscosidade η (mPa.s)	Tempo (s)	Viscosidade η (mPa.s)
1	235,63	4,470	352,46	7,482
2	234,29	4,445	352,12	7,475
3	236,97	4,495	351,04	7,452
4	237,40	4,504	351,07	7,453
5	237,54	4,506	348,83	7,405
Média	236,37	4,484 ± 0,014	351,10	7,453 ± 0,048

Como gás de atomização, foram utilizados: ar, com massa específica igual a $1,184 \text{ kg/m}^3$ (Wikipedia¹⁰) e gás natural (GN) com massa específica que flutua entre $0,728$ a $0,786 \text{ kg/m}^3$ (GASNET¹¹). Ambas as propriedades estão a condições de 300 K e $101,33 \text{ kPa}$ (1 atm).

5.2 Resultados de testes do injetor tipo Y

5.2.1 Influência da pressão de injeção na vazão mássica

Inicialmente, cada linha do atomizador foi testada, independentemente uma da outra, sob as condições de geometria dada do injetor e pressão ambiente constante. A pressão absoluta de injeção do líquido foi fornecida na faixa de 100 a 350 kPa , enquanto a pressão de gás foi fornecida na faixa de 100 a 700 kPa . Em cada linha foi lida a máxima pressão de estagnação e a pressão estática para cada regime de trabalho estabelecido, além da vazão mássica de gás e de combustível. Na linha de gás também foi medida a temperatura do fluido, visando calcular a massa específica do gás de atomização.

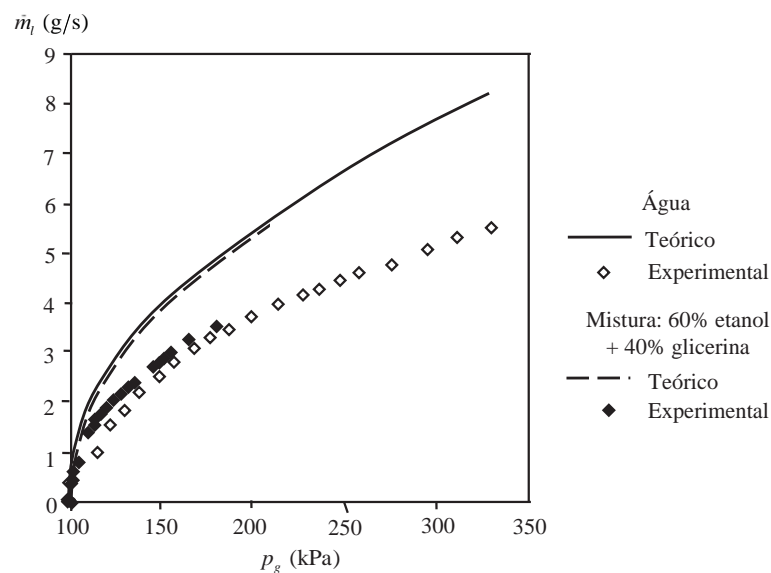
¹⁰ Wikipedia, Densidade; Disponível em: <http://pt.wikipedia.org/wiki/Densidade>, Acesso em 20 de março de 2013.

¹¹ GasNet, o site de gás natural, disponível em: http://www.gasnet.com.br/novo_gasnatural/gas_completo.asp, Acesso em 20 de março de 2013.

Primeiro, foi estudado o comportamento da vazão mássica dos fluidos através do injetor Y. Mantendo fechada a linha de fornecimento de gás de atomização, foi fornecido o líquido a diferentes pressões de injeção. Posteriormente, mantendo fechada a linha de fornecimento de líquido, foi fornecido gás de atomização a diferentes pressões de injeção.

Na Fig. 5.1, apresenta-se a dependência da vazão mássica do líquido com a pressão de injeção para a água destilada e para a mistura de 60% etanol + 40% glicerina. Com a linha contínua cheia está representada a vazão teórica de água e com linha tracejada a vazão teórica da mistura. Os dados experimentais da água estão representados com losangos vazios enquanto para a mistura estão representados com losangos cheios. Como se pode observar, as vazões reais são menores que as vazões teóricas, devido a irreversibilidades e atrito na linha de fornecimento de líquido e no próprio injetor. Também pode ser observada uma semelhança nos valores da vazão de ambos os líquidos. A vazão teórica está definida pela diferença de pressão e pela massa específica do líquido, segundo a Eq. (3.34). Devido aos valores próximos da massa específica de ambos os líquidos, nota-se que o valor da vazão obtida teórica e experimentalmente também são próximos quando determinados com uma diferença de pressão particular.

Figura 5.1 – Dependência da vazão mássica da água destilada e da mistura 60% etanol + 40% glicerina com a pressão de injeção do líquido

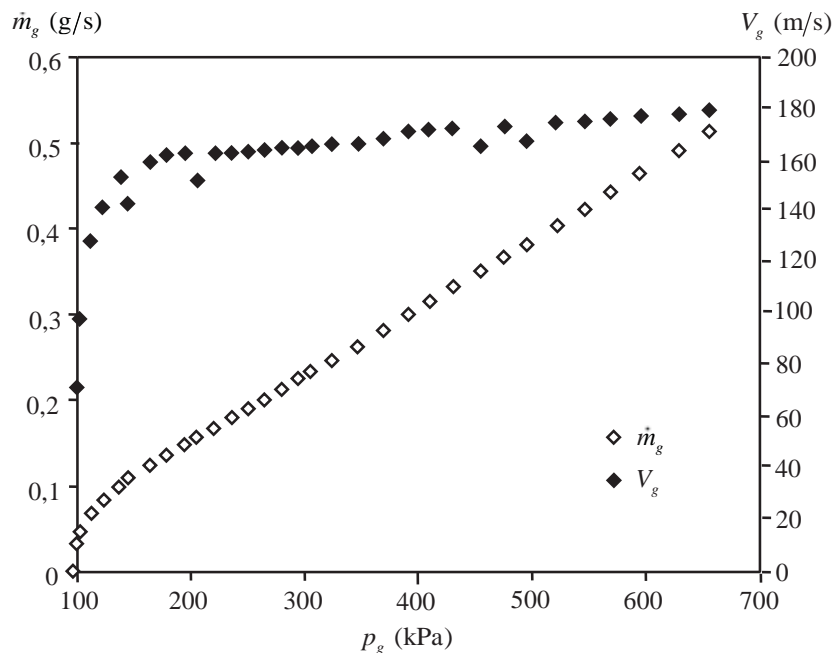


A vazão real medida experimentalmente mostra uma diferença mais sensível, sendo que a vazão da mistura é aparentemente maior que a vazão da água destilada. Isto pode ser explicado pela diferença de pressão na injeção de líquido. A mistura, por ser a mais viscosa, requereu de uma maior pressão de estagnação (pressurização no tanque de combustível) sendo também maior a pressão de injeção. A escala do rotâmetro cobre uma ampla faixa para a água (até 5,0 g/s) enquanto que para a mistura 60% etanol + 40% glicerina cobre a faixa até 3,5 g/s.

O caso da vazão de gás de atomização merece uma análise particular. A vazão de gás através do injetor não dependeu do tipo de líquido usado na atomização; ele está sujeito simplesmente à contrapressão na câmara de mistura. Para caracterizar o injetor foi utilizado ar como gás de atomização.

Na Fig. 5.2 se apresenta a dependência da vazão de ar e da velocidade de injeção para a câmara de mistura com a pressão de injeção do ar, quando o escoamento é considerado como adiabático e isentrópico.

Figura 5.2 – Dependência da vazão mássica e da velocidade de injeção do ar com a pressão de injeção. Processo isentrópico.



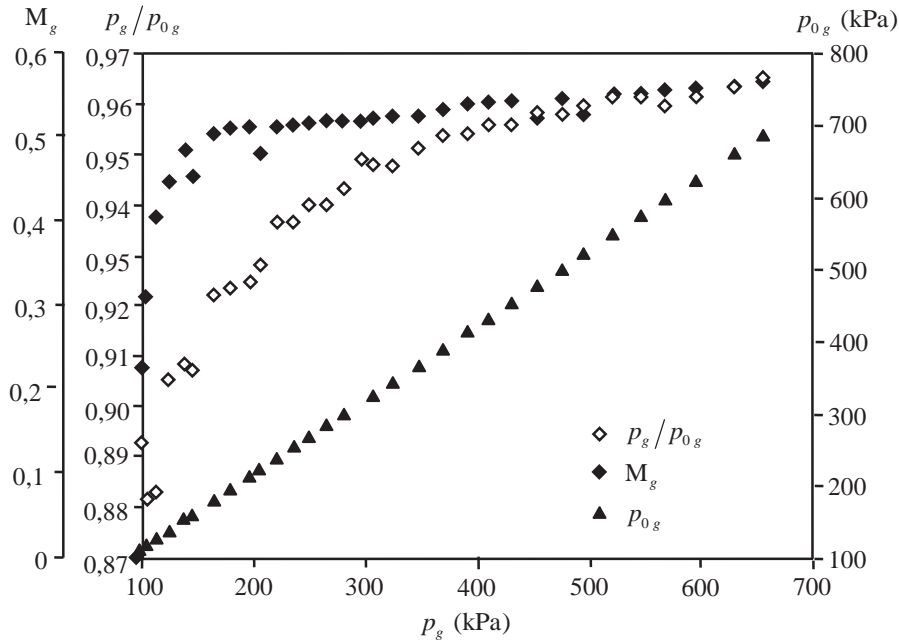
Como pode ser visto na Fig. 5.2, quando se aumenta a pressão de injeção na linha de fornecimento de ar se produz um incremento na vazão mássica de ar. Nesta figura, também se observa que, inicialmente, a velocidade do escoamento aumenta rapidamente e depois refrear seu crescimento.

A explicação encontra-se na análise da vazão mássica do gás, $\dot{m} = f(p_g/p_{0g})$ expressada pela Eq. (3.9) e na definição da velocidade do escoamento (ZUCROW e HOFFMAN, 1974):

$$V = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(p_g / p_{0g} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (5.1)$$

Como a área do bocal do injetor, as propriedades do gás k e R e a temperatura de estagnação T_0 são constantes, então o incremento da vazão de gás está definido pela pressão de estagnação p_{0g} e pela razão de pressões p_g/p_{0g} . Para completar a explicação, na Fig. 5.3, apresentam-se as dependências do número de Mach do escoamento do gás, razão de pressão p_g/p_{0g} e da pressão de estagnação p_{0g} com a pressão de injeção do gás.

Figura 5.3 – Dependência do número de Mach, razão p_g/p_{0g} e da pressão de estagnação do escoamento do ar com a pressão de injeção. Processo isentrópico.



Para a razão de pressão tem-se que $p_g/p_{0g} \leq 1$. A diminuição da razão de pressão provoca um incremento da vazão mássica. Então, como observado na Fig. 5.3, quando a pressão de injeção encontra-se na faixa de 100 até 150 kPa, o incremento da vazão de gás se deve a menores razões de pressão e ao incremento da pressão de estagnação. Para valores de pressão de injeção acima de 150 kPa, o incremento da vazão de gás ocorre principalmente pelo incremento da pressão de estagnação, dado que a razão de pressão incrementa-se levemente quando a pressão de injeção aumenta. Similar comportamento nota-se para a velocidade de injeção do gás (Fig. 5.2) e para o número de Mach (Fig. 5.3).

Além disso, na Fig. 5.3 pode-se ver que para cada pressão de injeção estabelecida em um regime de operação particular, corresponde-lhe uma pressão de estagnação particular. Em outras palavras, as pressões de estagnação à montante e jusante da válvula agulha não são iguais. Geralmente, em condições de laboratório, a máxima pressão de estagnação é estabelecida à montante da válvula agulha. Esta válvula regula a vazão de ar e gera uma grande queda de pressão, influenciando na pressão de estagnação à jusante dela. Não foi possível comparar a vazão experimental de ar com a vazão teórica devido a que a pressão de estagnação na linha de

gás não permanece constante. Assim, para as condições da geometria impostas pelo injetor, o incremento da pressão na linha de gás é acompanhado pelo aumento da pressão de estagnação, não permitindo uma diminuição da razão de pressão p_g/p_{0g} e atingir as condições críticas. No injetor testado não foi possível atingir o estado de bloqueio do bocal.

Também foi notado que a contrapressão na saída do bocal não é a pressão atmosférica. Geralmente, o escoamento não se expande totalmente na saída do bocal do injetor, só sofre uma queda de pressão devido à expansão brusca para logo se reacomodar ao estar confinado na câmara de mistura. Quando atinge a saída da câmara de mistura, o gás chega sobre-expandido, prosseguindo a expansão fora do injetor.

Esses fenômenos observados na linha de fornecimento de gás permitem entender a influencia do gás no mecanismo de quebra do jato líquido. A máxima velocidade atingida pelo escoamento de gás ocorre na saída do bocal (entrada à câmara de mistura). Tão logo ao sair do bocal, ocorre uma queda de pressão devido à expansão brusca entre a saída do bocal e entrada para a câmara de mistura. Ao chegar ao ponto em que a mistura encontra-se com o jato líquido, ocorre uma transferência de quantidade de movimento do jato de gás para o jato líquido, possibilitando a quebra primária, e gera-se um escoamento bifásico, que se move para a saída da câmara de mistura. Na saída da câmara, o escoamento bifásico está sobre-expandido e a expansão continua fora da câmara (no meio ambiente), possibilitando a quebra secundária.

Em vista dos resultados obtidos nesta pesquisa, é impossível para o escoamento de gás atingir as condições críticas, contrário ao sugerido por Pacífico (2000), que assegura que é possível a existência de um escoamento com velocidades maiores do que a velocidade do som dentro da câmara de mistura.

5.2.2 Comparação do escoamento do gás como isentrópico e como isotérmico

O escoamento de gases através de injetores geralmente é assumido como adiabático e isentrópico. Mas existe a possibilidade de o escoamento ser tratado como isotérmico, já que foi notado que a temperatura do gás na linha de fornecimento permanecia quase constante, com leves diferenças. Foi feita uma análise comparativa do comportamento do gás, quando calculado como escoamento adiabático e isentrópico e quando calculado como isotérmico.

Para este fim, foram medidas a pressão e a temperatura à entrada do injetor, calculando-se a massa específica do gás. Também foi medida a vazão de gás através da linha a área da seção transversal do conduto. Conhecidas a vazão, área do conduto e massa específica, foi calculada com a equação de continuidade a velocidade do gás nessa seção. Também foi calculada a pressão de estagnação nessa seção com a equação de escoamento isentrópico. A pressão de injeção foi calculada com ajuda do gráfico 3.14b, reconstruída a partir do trabalho de Andreussi et al (1992), permitindo calcular a velocidade de injeção para câmara de mistura, que é mostrada na Fig. 5.4.

Na Fig. 5.5 apresenta-se a dependência do número de Mach na seção de saída do bocal, para ambos os casos, quando tratado como isentrópico e quando calculado como isotérmico.

Figura 5.4 - Dependência da velocidade de injeção do gás na seção de saída do bocal com a pressão de injeção. Escoamento isentrópico e escoamento isotérmico.

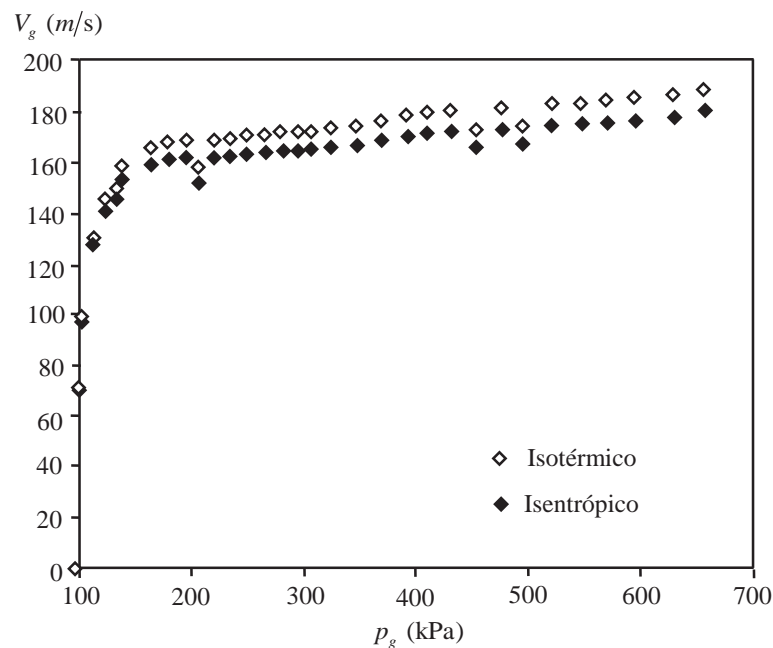
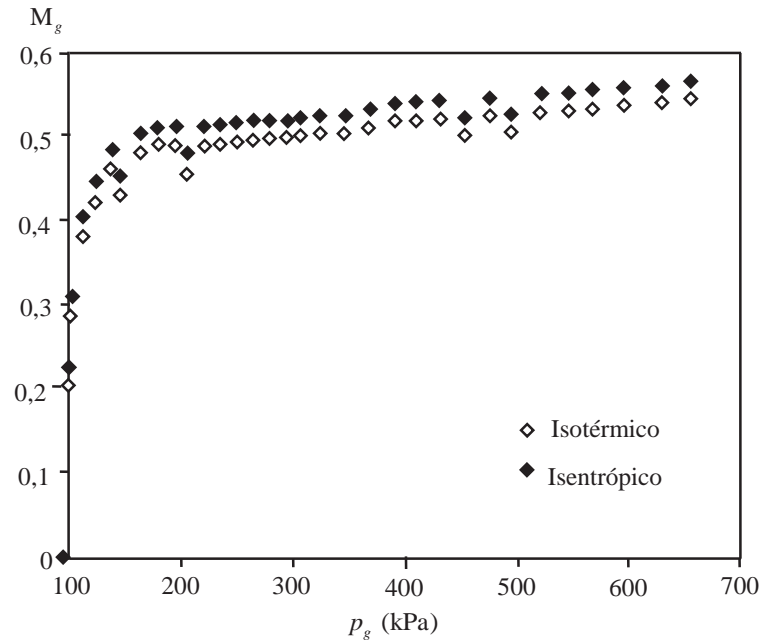


Figura 5.5 - Dependência do número de Mach do gás na seção de saída do bocal com a pressão de injeção. Escoamento isentrópico e escoamento isotérmico.



Como observado na Fig. 5.4, a velocidade de injeção do gás para a câmara de mistura é ligeiramente maior quando calculado como isotérmico, enquanto que da Fig. 5.5 se observa uma tendência oposta para o caso do número de Mach.

Isto pode ser explicado da seguinte maneira: como a característica geométrica é constante (área da seção), então a vazão mássica é dependente da massa específica e da velocidade. Se analisarmos a equação de estado, para a massa específica tem-se $\rho = p/(RT)$. Para o regime isotérmico, $T = const$, pelo que a variação de massa específica é diretamente proporcional à variação de pressão, $\rho = p/const$. Para o caso de regime isentrópico, diminuem tanto a pressão como a temperatura, sendo que a diminuição de pressão é mais intensa que a diminuição de temperatura. Consequentemente, a massa específica também deve diminuir, só que esta diminuição é menos intensa do que ocorre no regime isotérmico. Assim, para compensar a vazão mássica, a velocidade do regime isotérmico deve ser maior do que a velocidade do regime isentrópico, como mostrado na Fig. 5.4.

Para o caso do número de Mach, observa-se um processo inverso. Como a velocidade do som no regime isotérmico é maior do que a velocidade do som do regime isentrópico, então, para

determinadas condições de expansão, o número de Mach no regime isentrópico será maior do que no regime isotérmico, como mostrado na Fig. 5.5.

Comparando ambos os regimes, observa-se que a diferença relativa da velocidade $\Delta V/V$ não supera 5,6%. Assim, a importância de tratar o escoamento como isentrópico ou isotérmico não é relevante já que não vão a influir substancialmente na predição do tamanho de gota. Assim, neste trabalho o escoamento de gás através do injetor é considerado adiabático e isentrópico, sendo que este processo é muito bem conhecido.

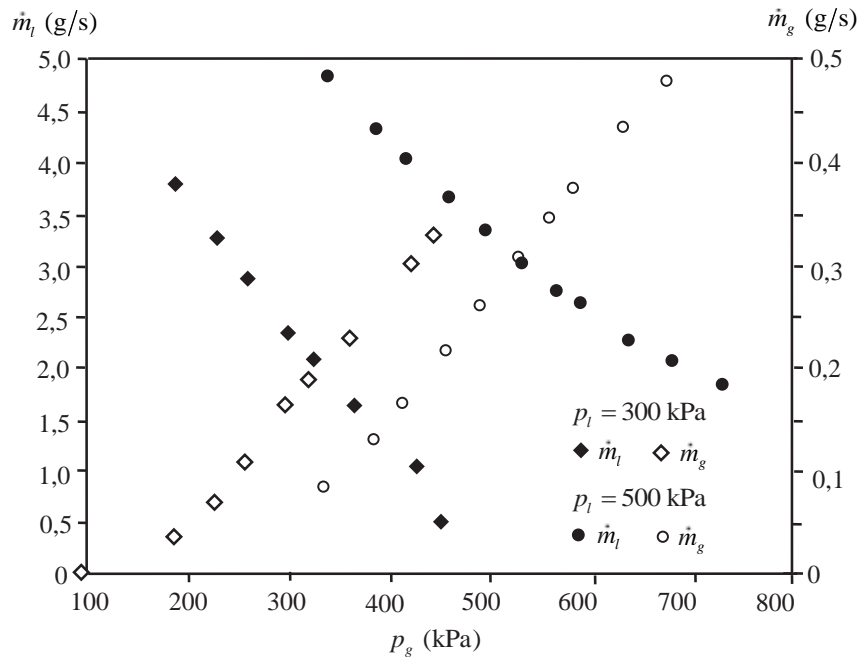
5.2.3 Influência dos parâmetros operacionais sobre o regime de operação

A Fig. 5.6 apresenta a dependência da vazão mássica de líquido e de gás de atomização quando a pressão de injeção de líquido é mantida constante. Foram experimentados dois casos, quando a pressão de líquido era 300 kPa absolutos e 500 kPa absolutos.

Quando a pressão de injeção de líquido permanece constante, com o aumento a pressão de injeção de gás de atomização diminuiu a vazão de líquido, enquanto a vazão de gás de atomização aumenta. A explicação para isso é que, aumentando a pressão de injeção do gás, se aumenta a pressão no ponto de mistura, o que limita a entrada de líquido e leva a uma diminuição da vazão de combustível para a câmara de mistura.

O aumento gradual da vazão mássica de gás pode ser explicado se for analisada a equação de continuidade na forma diferencial: $d\rho/\rho + dV/V + dA/A = 0$. A geometria do injetor é inalterada, sendo que $dA/A \ll 1$ (contração no bocal). Como o escoamento acelera ao passar pelo bocal provocando um incremento na velocidade, é necessário que a massa específica diminua para assegurar a vazão constante. É sabido que em um processo de expansão isentrópica, tanto a pressão como a massa específica diminuem, só que a diminuição da massa específica é menor que o aumento da velocidade, sendo necessário uma redução drástica da área do conduto na saída do bocal para compensar este efeito.

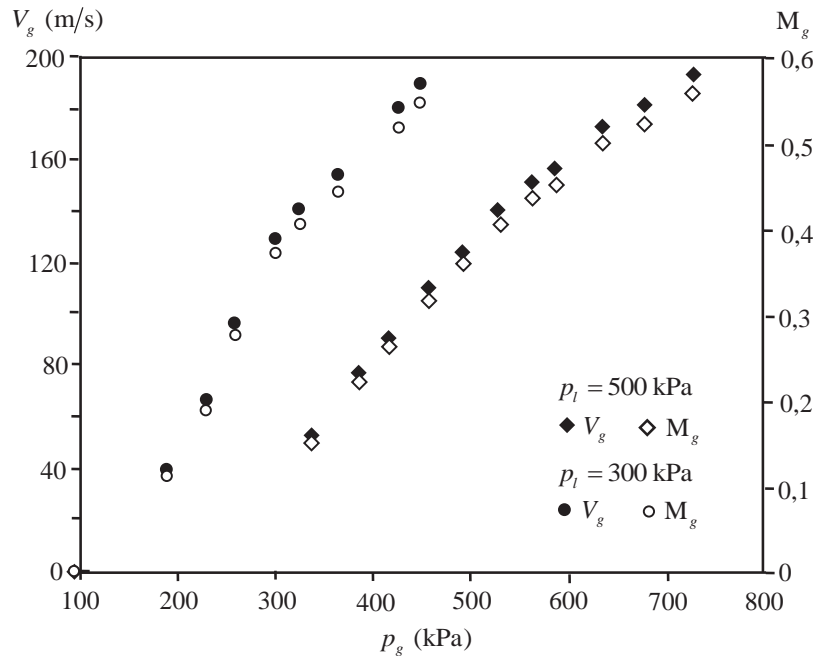
Figura 5.6 - Dependência da vazão de líquido e de gás com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $p_l = \text{const}$ (líquido: água destilada).



Na Fig. 5.6 também se pode observar que quanto maior for a pressão de injeção do líquido, maior será a faixa de vazão de combustível injetado nestas condições. Além disso, pode ser notado que quanto menor for a pressão de injeção do líquido, menor é a faixa de pressão necessária na linha de fornecimento de gás de atomização. Observou-se também que para cada valor de pressão de injeção estabelecido corresponde uma pressão de estagnação e uma vazão mássica particular, tanto para o gás como para o líquido. Como pode ser visto na Fig. 5.6, a condição de injeção de combustível à pressão constante não garante que a vazão de líquido seja constante.

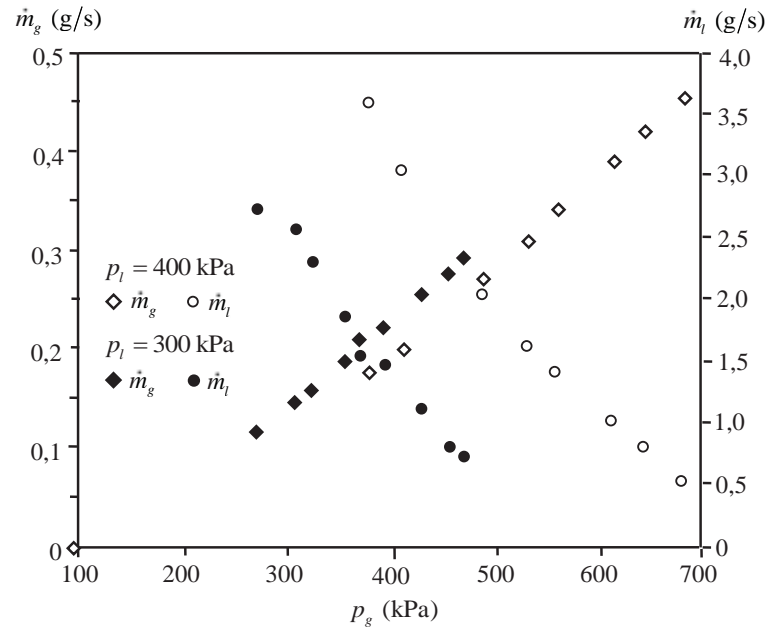
A Fig. 5.7 apresenta a dependência da velocidade do gás na saída do bocal (entrada para a câmara de mistura) e do número de Mach nesta seção, com a pressão de injeção do gás. Nesta figura, é fácil observar que tanto a velocidade como o número de Mach têm comportamentos semelhantes. Desta figura se pode concluir que quanto menor é a pressão de injeção do líquido (menor vazão de líquido), a faixa de pressão necessária na linha de fornecimento de gás para atingir uma atomização de qualidade encontra-se na zona de valores baixos (menor vazão de gás para atomizar o líquido).

Figura 5.7 - Dependência da velocidade do gás e do número de Mach na saída do bocal com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $p_l = const$ (líquido: água destilada)



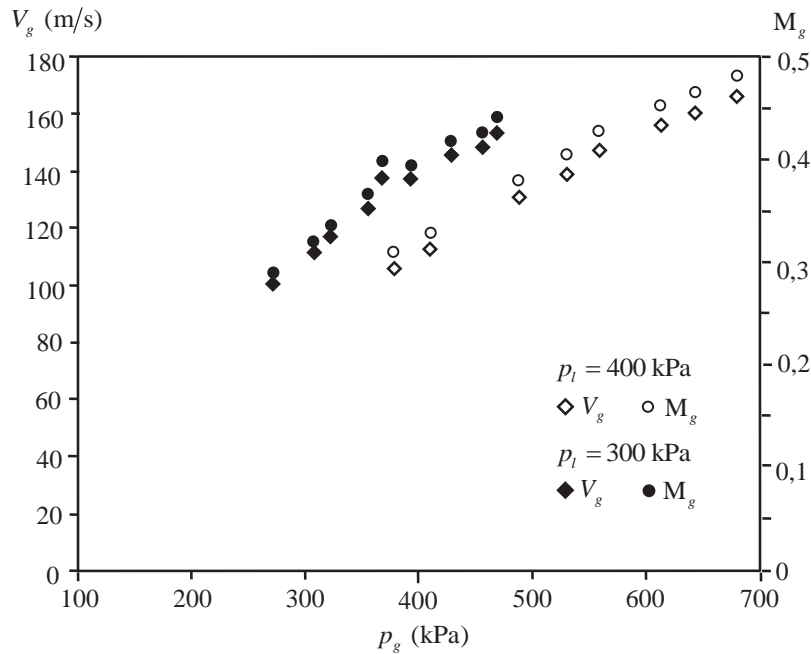
Na Fig. 5.8 apresenta-se a dependência da vazão mássica de gás de atomização e do líquido com a pressão de injeção do gás, para o caso da mistura composta de 60% de etanol + 40% de glicerina em peso. Neste caso, a pressão de injeção de líquido se manteve constante a 300 kPa e 400 kPa absolutos. Como pode ser observado, para ambos os casos a vazão de líquido diminui quando se incrementa a pressão do gás, enquanto a vazão de gás de atomização aumenta. Também é observado que à maior pressão a vazão de líquido aumenta.

Figura 5.8 - Dependência da vazão de líquido e de gás com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $p_l = \text{const}$ (líquido: 60% etanol + 40% glicerina).



A Fig. 5.9 mostra a dependência da velocidade de injeção do gás na saída do bocal do injetor e o número de Mach atingido nesta seção, com a pressão de injeção do gás de atomização, quando atomizada uma mistura composta de 60% de etanol + 40% de água.

Figura 5.9 - Dependência da velocidade e do número de Mach do gás com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $p_l = const$ (líquido: 60% etanol + 40% glicerina).



No presente trabalho também foram efetuados vários testes mantendo a vazão de líquido constante. A Fig. 5.10 apresenta os resultados experimentais da dependência da vazão e da pressão de injeção de gás com a pressão de injeção do líquido, sob a condição de $\dot{m}_l = const$. A vazão foi mantida constante e igual a 1,5 e 2,0 g/s, usando água destilada como líquido.

Da Fig. 5.10 pode-se notar que quanto maior é a vazão, maior é a pressão de líquido requerida. Quando aumenta a pressão de injeção do líquido, aumenta a vazão de líquido e a vazão de gás de atomização. Consequentemente, a pressão de injeção do gás deve aumentar.

Figura 5.10 - Dependência da vazão de gás e da pressão de injeção do gás com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $\dot{m}_l = const$ (líquido: água destilada).

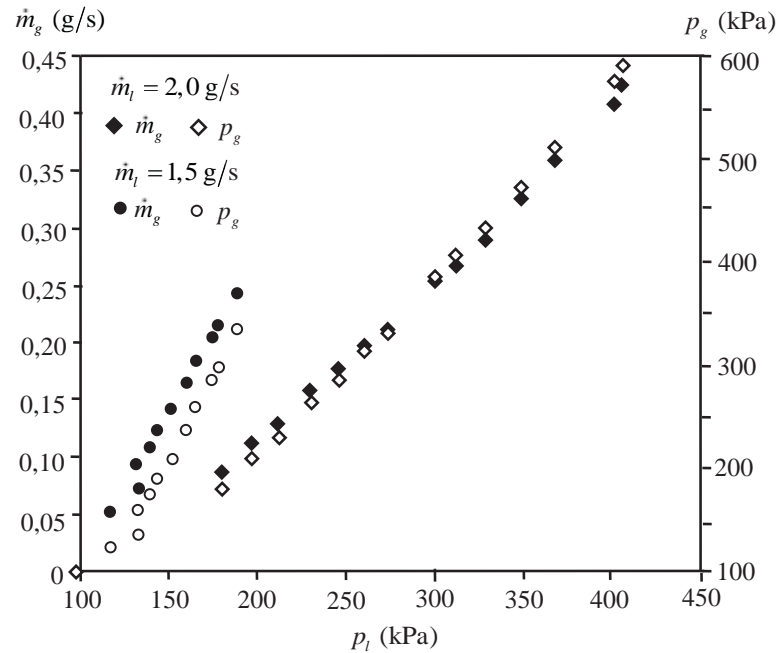
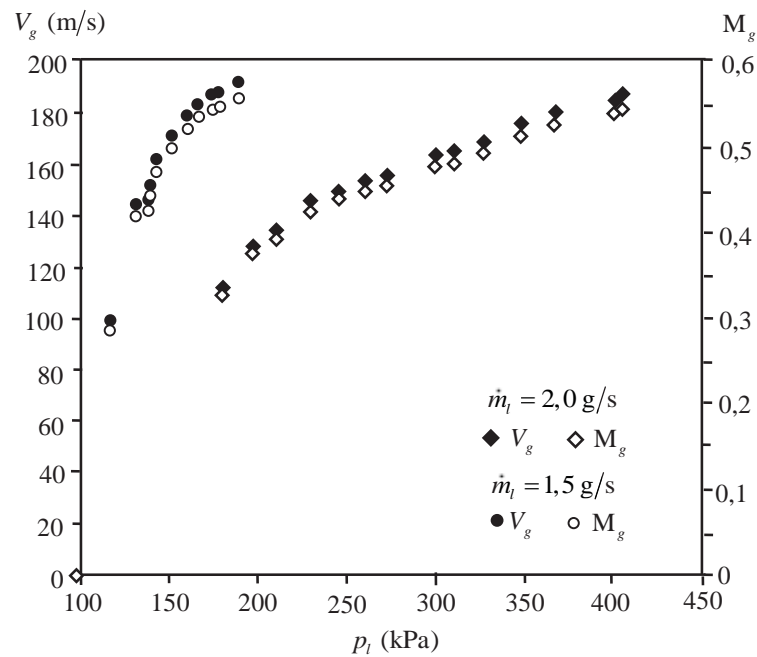


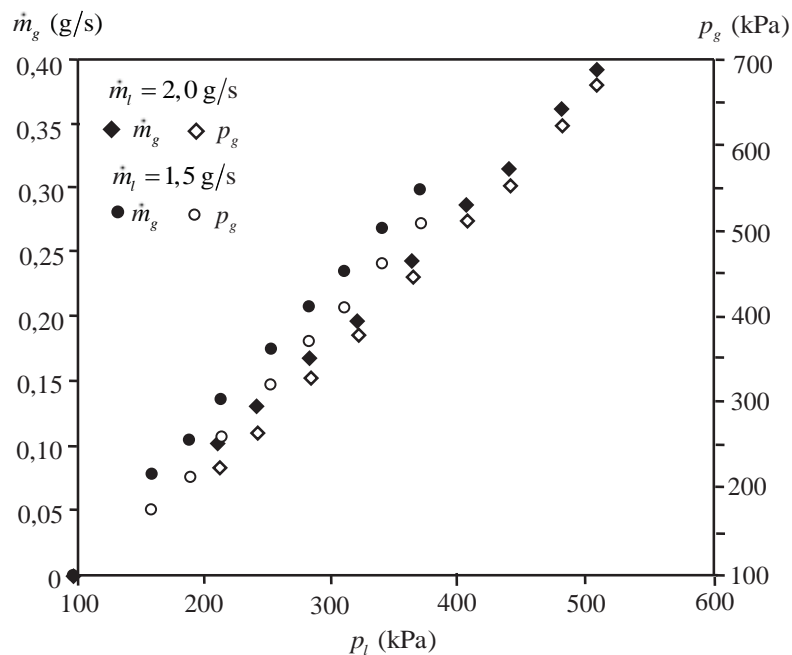
Figura 5.11 - Dependência da velocidade e do número de Mach do gás na saída do bocal com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $\dot{m}_l = const$ (líquido: água destilada).



Da Fig. 5.11 observa-se que a velocidade de injeção do gás e o número de Mach na seção de saída do bocal (entrada para a câmara de mistura) aumentam quando aumenta a pressão de injeção do líquido, tendo ambas as propriedades comportamentos semelhantes.

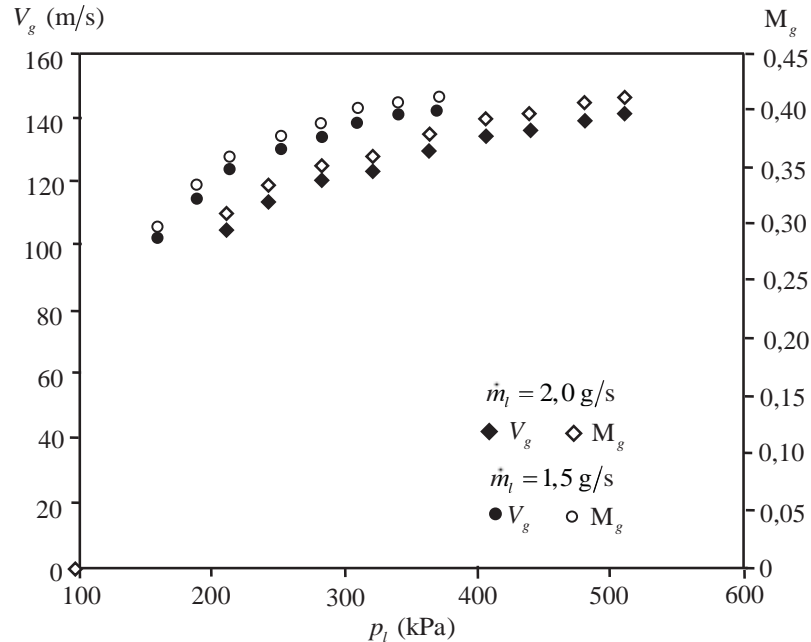
A Fig. 5.12 apresenta os dados experimentais da dependência da vazão mássica e a pressão de injeção do gás de atomização com a pressão de injeção do líquido, sob a condição de vazão de líquido constante. Neste caso, a vazão de líquido foi mantida igual 1,5 g/s e 2,0 g/s, sendo usada uma mistura composta em peso de 60% de etanol + 40% de glicerina. Como pode ser notado, quando incrementar a pressão de injeção do líquido incrementa-se a vazão de gás e a pressão de injeção de gás. Também pode ser notado que, neste caso, as pressões de injeção requeridas são maiores que as requeridas no caso da água destilada (Fig. 5.10) devido à maior viscosidade da mistura.

Figura 5.12 - Dependência da vazão de gás e a pressão de injeção do gás com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $\dot{m}_l = const$ (líquido: 60% etanol + 40% glicerina).



A Fig. 5.13 apresenta a dependência da velocidade e do número de Mach na seção de saída do bocal com a pressão de injeção do líquido, quando a vazão de líquido é mantida constante. O comportamento destas duas propriedades é similar aos casos anteriores. Para estes testes foi utilizada uma mistura constituída de 60% de etanol + 40% glicerina.

Figura 5.13 - Dependência da velocidade e do número de Mach do gás na saída do bocal com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $\dot{m}_l = const$ (líquido: 6% etanol + 40% glicerina).



Até agora, foi apenas analisada a influência de dois parâmetros: a pressão de injeção de líquido e a vazão de líquido quando permanecem constantes. Para ambos os casos, o comportamento das propriedades dos fluidos envolvidos na atomização são diferentes. Isto demonstra que a mudança de uma das propriedades provoca a mudança nas outras propriedades quando é estabelecido um novo regime operacional.

Para ter uma melhor ideia, e a título de exemplo, nas Figuras 5.14 e 5.15 apresentam-se as dependências das propriedades dos fluidos quando a pressão de injeção do gás e a vazão de gás são mantidas constantes, respectivamente. Para estes casos, foi utilizada a mistura constituída de 60% etanol + 40% glicerina em peso.

Figura 5.14 - Dependência da vazão de gás, vazão de líquido e a pressão de injeção do gás com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $p_g = const$ (líquido: 60% etanol + 40% glicerina).

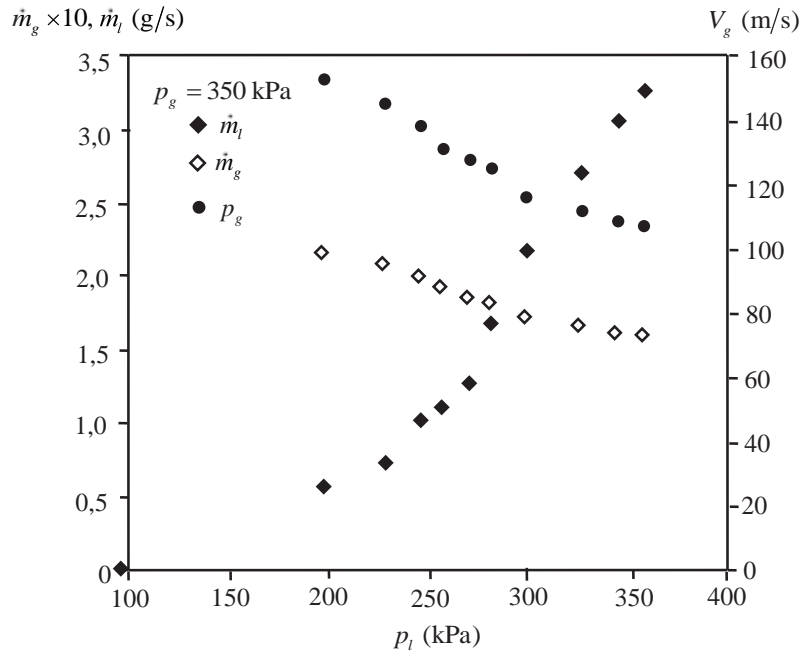
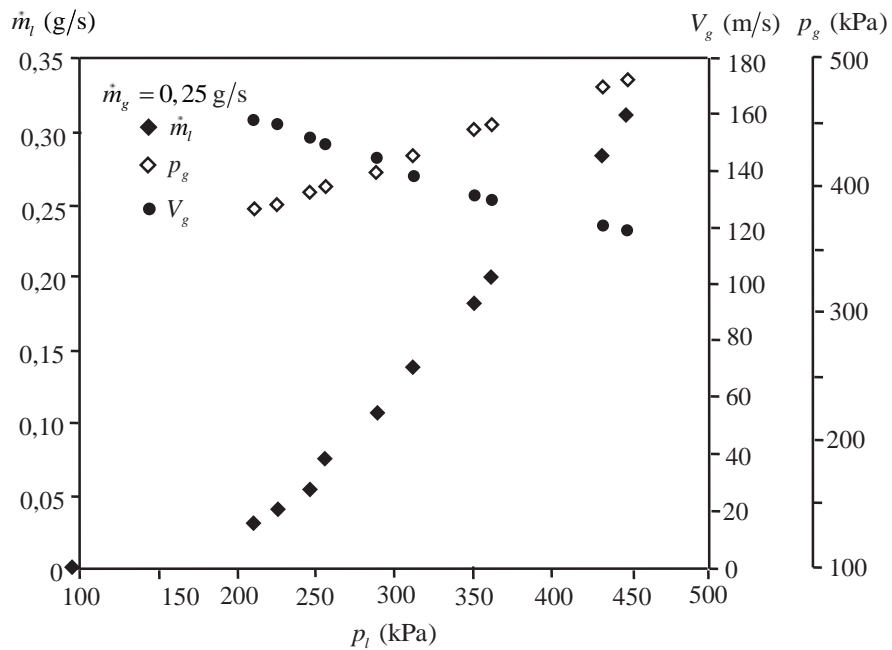


Figura 5.15 - Dependência da vazão de líquido, velocidade e pressão de injeção do gás com a pressão de injeção do líquido, sob a condição $\dot{m}_g = const$ (líquido: 60% etanol + 40% glicerina).



Da Fig. 5.14 pode-se observar que quando a pressão de injeção de gás de atomização é mantida constante, verifica-se que a vazão mássica de combustível aumenta com o aumento da diferença de pressão na linha de fornecimento de combustível. Neste caso, os dados experimentais mostram que a vazão de gás não permanece constante, uma vez que começa a diminuir na faixa de medição experimental. Isto é evidente, porque o aumento da pressão de injeção do líquido incrementa a pressão na câmara de mistura e, conseqüentemente, aumenta a contrapressão na saída do bocal do injetor, causando uma diminuição na vazão de gás de atomização e da velocidade de injeção de gás.

Similar comportamento é observado quando a vazão de gás é mantida constante (Fig. 5.15). A vazão do líquido aumenta com o aumento da pressão de injeção de líquido. Assim, a contrapressão na câmara de mistura aumenta, provocando uma diminuição da velocidade de injeção de gás. A vazão mássica é mantida constante por conta do incremento da pressão de injeção do gás de atomização.

Não foi possível atingir o regime de bloqueio na linha de injeção de ar ao aumentar a pressão de injeção, devido a que o aumento da pressão de injeção de ar causa um aumento na pressão de estagnação da linha de gás. Conseqüentemente, o aumento da pressão de estagnação levou a um aumento da vazão mássica de ar. Também houve limitações tecnológicas, pois a válvula reguladora de pressão só permitiu atingir pressões de 800 kPa na linha de gás de atomização, que foi a pressão limite atingida durante os testes.

Além disso, contrário ao suposto, o valor da contrapressão à saída do bocal do injetor (entrada para a câmara de mistura) não é igual à pressão atmosférica, sendo que na saída do injetor encontra-se sobre-expandido, e o equilíbrio das pressões ocorre fora do injetor.

Também foi notado que a temperatura registrada na linha de injeção de gás de atomização teve uma variação menor a um grau. Isto será tomado em consideração posteriormente, quando se comparar o diâmetro médio das gotas do *spray*, sendo necessário calcular a velocidade de entrada do gás para a câmara de mistura.

5.2.4 Pressão no ponto de mistura, efeito de sucção do injetor

Neste trabalho não foi medida diretamente a pressão no ponto de mistura. Mas, como uma estimativa preliminar, a pressão no ponto de mistura pode ser considerada igual à pressão de injeção se forem desprezadas as perdas entre a secção de entrada do fluido no injetor e a secção no ponto de mistura (tanto para o ar como para o líquido).

Durante os testes, foi notado que qualquer variação na pressão em qualquer das linhas de fornecimento provoca a mudança dos outros parâmetros de operação do injetor. Assim, a vazão de líquido aumenta com o incremento da pressão na linha de combustível e, conseqüentemente, a velocidade de injeção de combustível deve aumentar para acompanhar o incremento de vazão. A pressão na câmara de mistura aumenta provocando um aumento na pressão de injeção do gás de atomização, necessário para poder manter a vazão mássica de gás constante.

A dependência da vazão mássica do líquido com a pressão de injeção merece uma explicação especial. Foi notado durante os testes que, para a maioria de regimes de trabalho do injetor, a pressão de injeção na linha de gás de atomização foi maior do que a pressão de injeção do combustível. Embora seja verdade que para o escoamento de gás há uma queda de pressão entre a entrada para a câmara e o ponto de mistura, como notado no trabalho de Andreussi *et al.* (1992), esta queda não excede de 6% para pressões de injeção menores do que 500 kPa. Portanto, espera-se que a pressão de injeção do líquido seja próxima à pressão de injeção do gás, o que não foi observado durante os testes do injetor. Pelo contrário, geralmente a pressão de injeção na linha de gás era maior do que a pressão de injeção na linha de combustível.

Qual é a causa desta diferença notável na pressão entre as duas linhas de fornecimento do injetor?

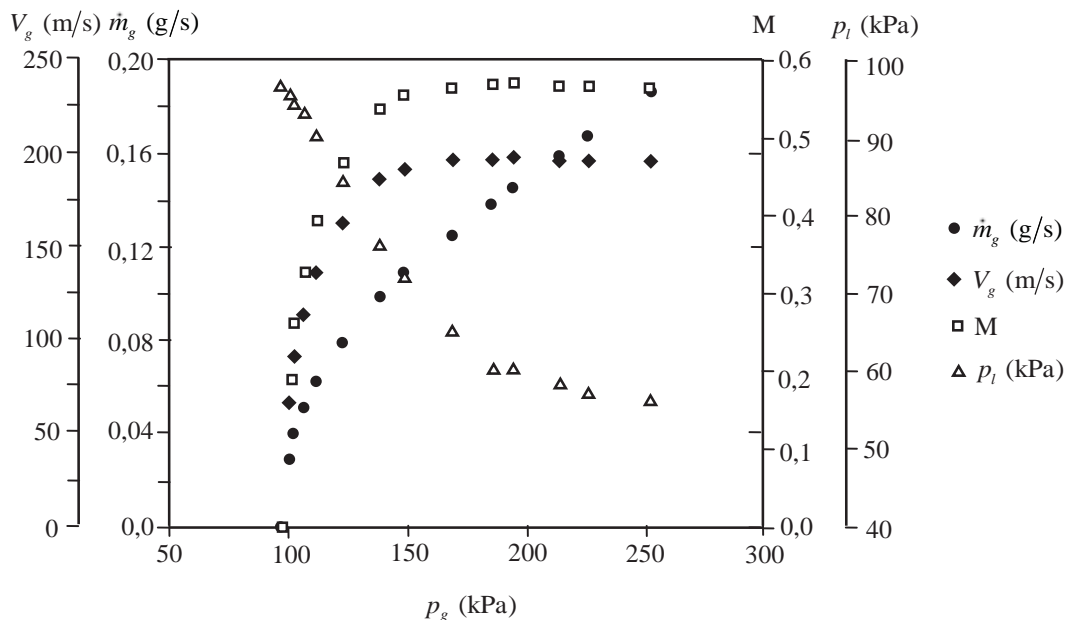
Para ter uma melhor ideia do processo que ocorre dentro do injetor do tipo Y, o teste a seguir foi realizado:

- A pressurização do tanque de combustível efetuou-se com diferentes pressões, tais como a pressão atmosférica, 100 kPa, 150 kPa e 200 kPa absolutos.
- A seguir, foi fornecido gás de atomização através do injetor, variando a vazão mássica de gás através dele.
- A diferença de pressão na linha de fornecimento de líquido é definida como a diferença entre a pressão de estagnação e a pressão de injeção, $\Delta p_l = p_{0l} - p_l$.

- Foram registrados os parâmetros operacionais do injetor, tais como pressão de injeção e vazões em ambas as linhas.

A Fig. 5.16 apresenta a dependência das propriedades do gás de atomização e da pressão registrada na linha de líquido com a pressão de injeção na linha de fornecimento de gás. Neste caso, a pressão absoluta de pressurização foi igual à pressão atmosférica (tanque de combustível com as válvulas abertas).

Figura 5.16 – Dependência dos parâmetros operacionais com a pressão de injeção do gás, quando a pressão de pressurização do tanque de combustível é p_{atm} , $\dot{m}_l = 0$.



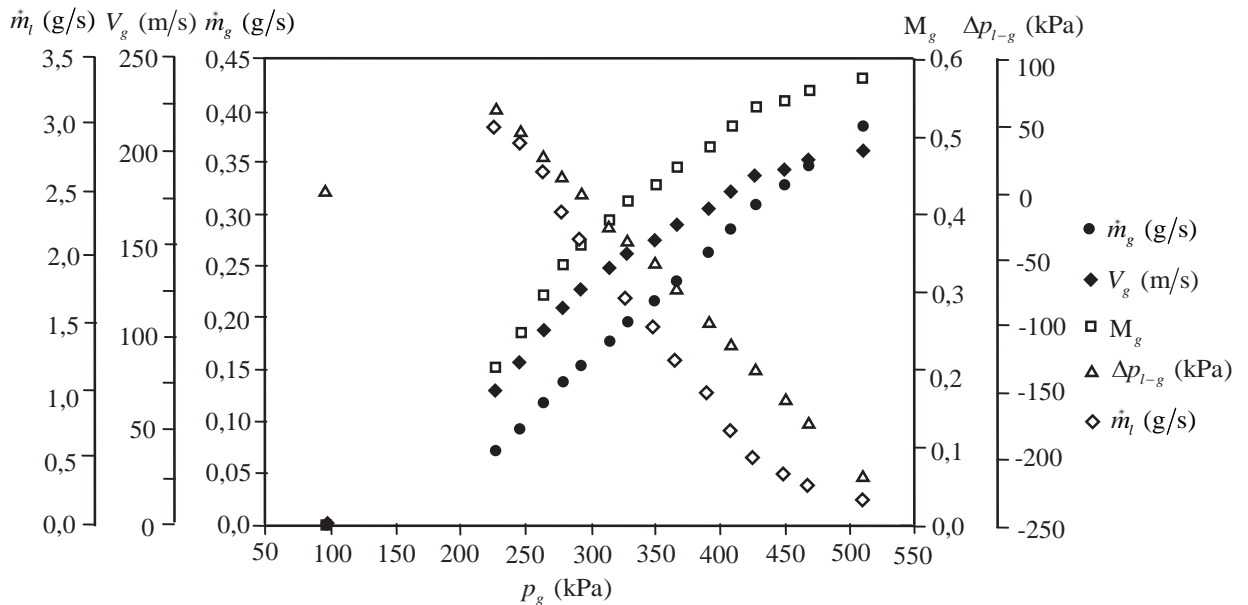
Da Fig. 5.16, foi observado que a velocidade do escoamento de gás e o número de Mach inicialmente têm um aumento rápido para logo se desacelerar e aumentar quase imperceptivelmente. Mas notou-se que valores negativos de pressão eram registrados pelo sensor de pressão na linha de combustível. Estes valores negativos na linha de fornecimento de combustível certificam que o escoamento de gás através do injetor provoca um efeito de sucção. Não se teve escoamento de líquido já que a sucção desenvolvida pelo injetor não foi suficiente para arrastar o líquido.

Quando a pressão de pressurização no tanque de combustível foi aumentada, começou a se notar escoamento de líquido, favorecido pelo $\Delta p > 0$ e baixas pressões de injeção do gás. Mas

quando a pressão de gás aumentava, observou-se que o líquido parou de fluir. A explicação para este fenômeno é que quando a pressão do gás aumentava a contrapressão no ponto de mistura também aumentava, provocando resistência ao escoamento do líquido. Embora haja um efeito de sucção (efeito Venturi), este não é capaz de arrastar o líquido, por causa da contrapressão.

Quando a pressurização do tanque foi suficiente, o líquido começou a escoar continuamente. A Fig. 5.17 apresenta parâmetros do gás de atomização quando a pressão de pressurização no tanque foi estabelecida em $p = 200$ kPa .

Figura 5.17 – Dependência dos parâmetros operacionais com a pressão de injeção do gás, quando a pressão de pressurização do tanque de combustível é $p = 200$ kPa



Para o caso quando a pressão no tanque foi estabelecida em $p = 200$ kPa , observa-se que o aumento gradual da pressão de injeção na linha de fornecimento de gás de atomização provocou o aumento gradual da vazão mássica de gás, da velocidade do gás e do número de Mach, o que era esperado. Dos resultados experimentais, notou-se que a pressão de injeção do líquido manteve-se quase constante, com leves variações associadas aos erros de medição.

Também se pode notar a presença de um ponto de inflexão na curva da vazão mássica do líquido. A possível causa disso pode ser atribuída à existência de um equilíbrio entre os efeitos das pressões de injeção de ambas as linhas de fornecimento no interior da câmara de mistura.

Quando a pressão de injeção do gás excede a pressão de injeção do líquido, ocorre um fenômeno de sucção. O líquido é injetado para dentro da câmara devido ao efeito Venturi. A Fig. 5.4 apresenta a curva de valores negativos de pressão registrados pelo sensor, gerando uma rarefação na linha de combustível. A Fig. 5.5 apresenta a diferença das pressões de injeção de líquido e gás, $\Delta p_{l-g} = p_l - p_g$, a qual é a pressão disponível durante a sucção. Isto demonstra que, durante qualquer regime de funcionamento do injetor, tem-se um efeito de ejeção, ou seja, o injetor funciona como ejetor. Quando o escoamento de gás passa pelo bico do injetor, expande-se ao ingressar à câmara de mistura e o combustível líquido é succionado e se mistura com o gás. Ambos os fluidos são recomprimidos através da câmara de mistura, gerando-se um escoamento bifásico complexo, que se move para frente até atingir a seção de saída do injetor.

Como resultado da análise efetuada neste ponto, pode-se dizer que a vazão mássica do líquido aumenta com o aumento da pressão de injeção do líquido, mas também é favorecida pelo efeito de sucção provocado pelo escoamento de gás através do injetor. Por outro lado, a vazão mássica do líquido diminui com o aumento da pressão de injeção do gás se a pressão do líquido for mantida constante. Assim, o aumento da pressão de injeção em qualquer das linhas provocava a diminuição da vazão mássica na outra linha. Isto é devido a que o aumento da pressão de injeção de uma linha conduz a incrementar a pressão no ponto de mistura.

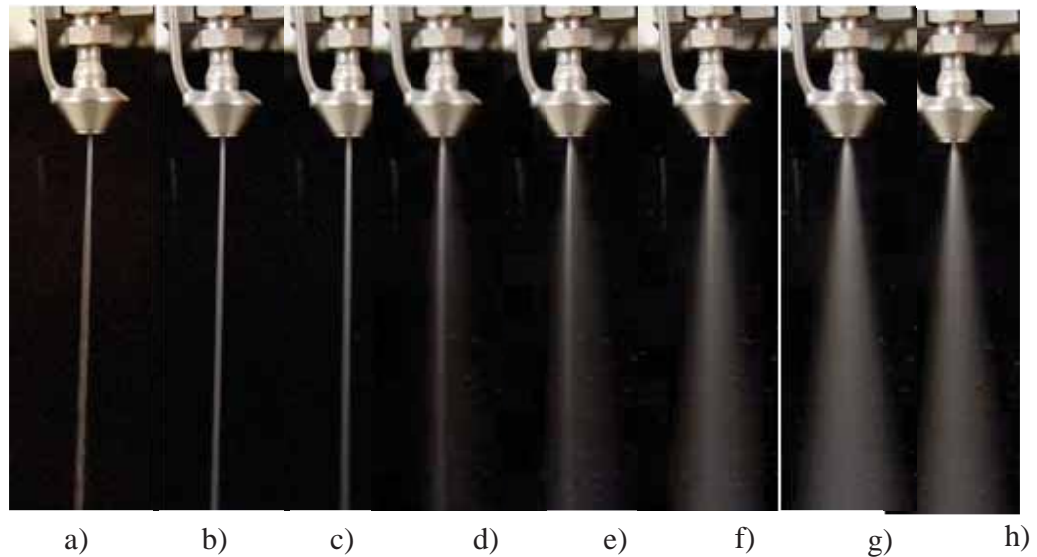
Em um regime de operação estabelecido para o injetor com parâmetros de operação definidos, quando aumentar a pressão de injeção do gás se produz um incremento da pressão à jusante do ponto de injeção, no ponto de mistura. O líquido que vem pela outra linha encontra maior resistência. A queda de pressão na linha de combustível, $\Delta p_l = p_{0l} - p_l$; diminui, levando a diminuir a vazão do líquido. Todos estes pressupostos foram verificados nos testes experimentais. Assim, a pressão no ponto de mistura está ligada às pressões de injeção de ambas as linhas de fornecimento, sendo que esta relação é muito complexa e difícil de prever.

5.2.5 Razão mássica gás/líquido (GLR)

A razão de massa gás/líquido é um parâmetro muito importante que indica quão eficiente é um injetor utilizando o gás de atomização para quebrar o jato líquido e produzir um spray de gotas de tamanho desejado. A Fig. 5.18 mostra uma sequência de efeitos causados pela razão

GLR na quebra de um jato líquido em um injetor tipo Y. Podem ser observadas as diversas fases do processo de atomização, desde a aparição do jato líquido até a geração do *spray* de gotas.

Figura 5.18 – Influência da razão *GLR* no processo de atomização do injetor Y (a) *GLR* = 0; b) *GLR* = 0,01, c) *GLR* = 0,02; d) *GLR* = 0,03; e) *GLR* = 0,04; f) *GLR* = 0,05; g) *GLR* = 0,06; h) *GLR* = 0,08; i) *GLR* = 0,1).



Na Fig. 5.18.a, observa-se que quando a razão *GLR* é zero, o líquido emerge do injetor em forma de jato líquido. As Figuras. 5.18.b – 5.18.f correspondem a baixos valores de *GLR* < 0,06; aparecem instabilidades no jato líquido, causadas pela presença de gás de atomização. Durante os testes, observou-se que inicialmente estas instabilidades se desenvolvem longe da saída do jato (Figuras. 5.18.b e 5.18.c). Ao se incrementar a razão *GLR*, as instabilidades se desenvolvem muito mais próximo ao orifício de saída do injetor; o jato líquido começa a se diluir longe da saída, aparece uma névoa e começa a aparecer um *spray* ineficiente; perto da saída ainda tem-se um jato líquido no núcleo do *spray* (Figuras 5.18.d e 5.18.e). Quando se incrementar a razão *GLR*, as instabilidades desenvolvem-se em todo o jato e o cone do *spray* começa a tomar forma, existindo ainda vestígios do jato líquido no núcleo do *spray* (Fig. 5.18.f). A Fig. 5.6.g correspondente à razões de *GLR* na faixa de 0,06 até 0,10, aproximadamente, mostra um *spray* completamente desenvolvido.

Para razões GLR acima de 0,10, o spray tem uma boa qualidade, gerando gotas muito pequenas. Se incrementar a razão GLR para além de 0,10, a qualidade do spray se mantém e as gotas geradas pelo *spray* diminuem seu tamanho lentamente, até atingir um limite.

Neste trabalho, as vazões mássicas de gás de atomização e do líquido combustível foram medidas experimentalmente para diversos regimes de operação do injetor. A vazão mássica de líquido correspondente para uma particular vazão mássica de gás foi medida usando um medidor de vazão calibrado. Para cada valor estabelecido de pressão de injeção de gás foram medidas a temperatura e a vazão mássica. Por outro lado, na linha de combustível, foram registradas a pressão de injeção e a vazão de combustível e logo foi calculada vazão mássica do combustível. Uma vez conhecidas as vazões mássicas do líquido e gás, foi determinada a razão GLR para cada ponto. A pressão de injeção de líquido foi em seguida variada e todo o processo foi repetido para diferentes valores de pressão de injeção de gás, sendo obtida uma massa específica de gás.

A Fig. 5.19 apresenta a dependência da razão GLR com a pressão de injeção do gás, sob a condição $\dot{m}_l = const$, enquanto que a Fig. 5.20 apresenta os dados experimentais da dependência da razão GLR com a pressão de injeção do líquido sob a condição $p_l = const$. Em ambos os casos, a água destilada é usada como líquido de teste.

Figura 5.19 - Curva GLR em função da pressão de injeção do gás, sob a condição $\dot{m}_l = const.$

(líquido: água destilada)

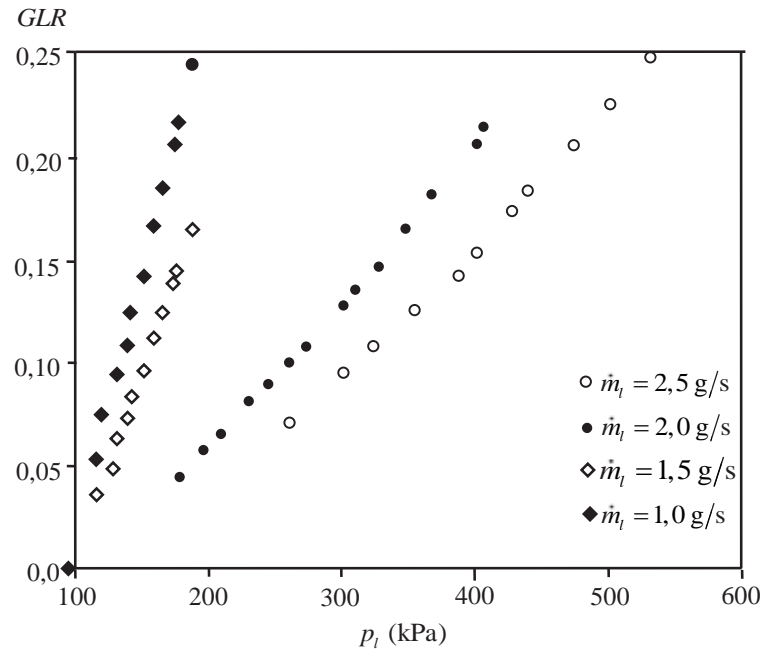
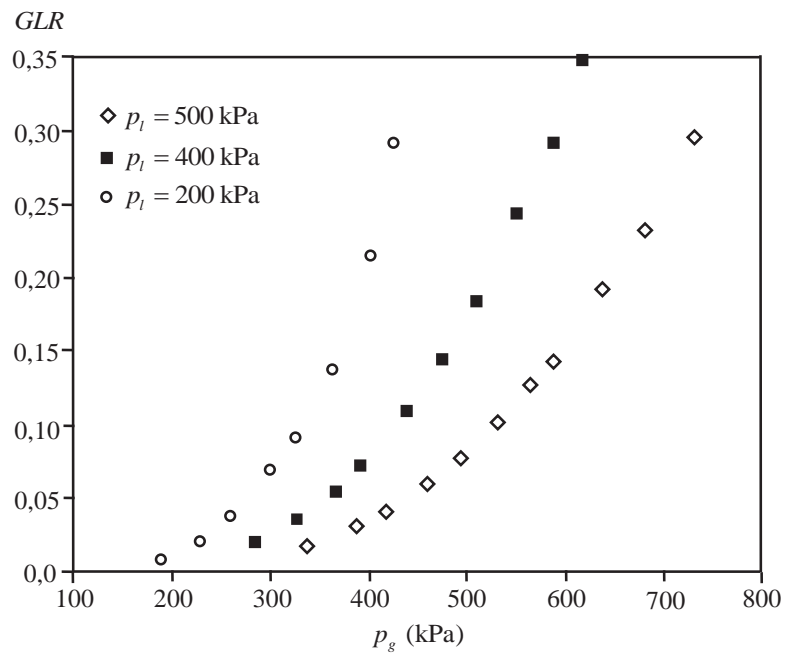


Figura 5.20 - Curva GLR em função da pressão de injeção do gás, sob a condição $p_l = const.$

(líquido: água destilada)



A Fig. 5.19 mostra que a razão GLR aumenta gradualmente quando incrementa-se a pressão de injeção do líquido. A Fig. 5.20 mostra que a razão GLR aumenta ao se incrementar a pressão de injeção do gás de atomização. Isto é coerente com a teoria do escoamento compressível, já que ao se incrementar a pressão de injeção, a vazão mássica de gás também deve aumentar, o que leva a aumentar a razão GLR .

A explicação desses resultados encontra-se na análise da vazão de gás de atomização (Fig. 3.6) para valores de razão de pressão p_g/p_{0g} na faixa de 0,8 a 1,0 o aumento da vazão mássica de gás ocorre muito rápido, enquanto que para valores na faixa de 0,8 até valores críticos, o aumento da vazão de gás ocorre mais lentamente. Assim, para baixas vazões e baixas pressões de injeção, o GLR aumenta mais rapidamente do que para altas vazões ou maiores valores de pressão de injeção.

A Fig. 5.21 apresenta os dados experimentais da dependência da razão GLR com a vazão do líquido quando a pressão de injeção do líquido através do injetor é constante. Neste caso, foi utilizada água destilada como líquido de teste.

Figura 5.21 - Curva GLR em função da vazão do líquido, sob a condição $p_l = const.$

(líquido: água destilada)

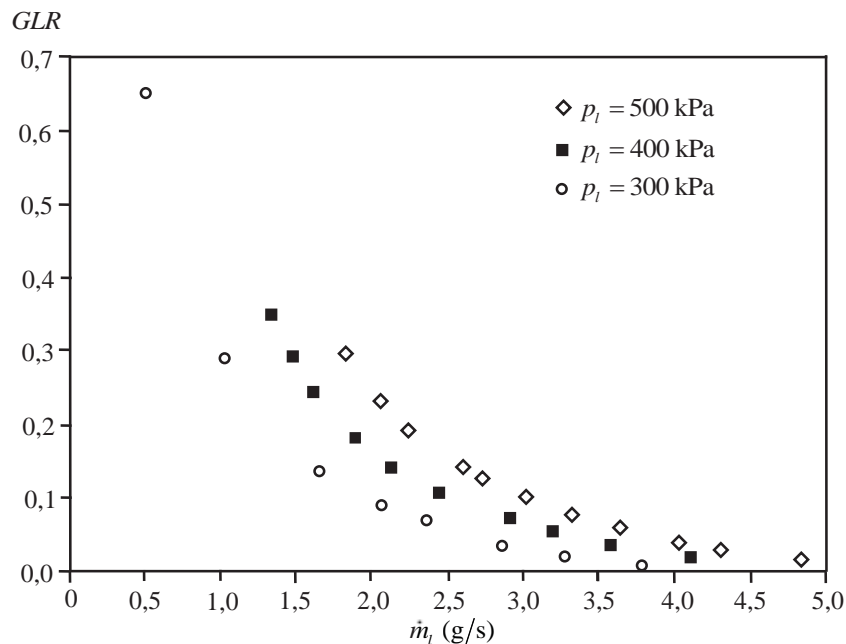
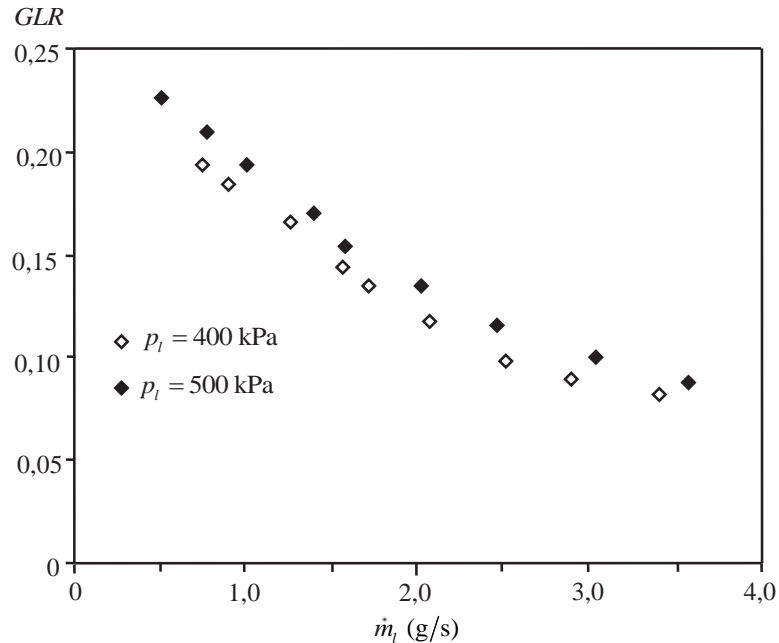


Figura 5.22 - Curva GLR em função da pressão de injeção do gás sob a condição $p_l = const$.

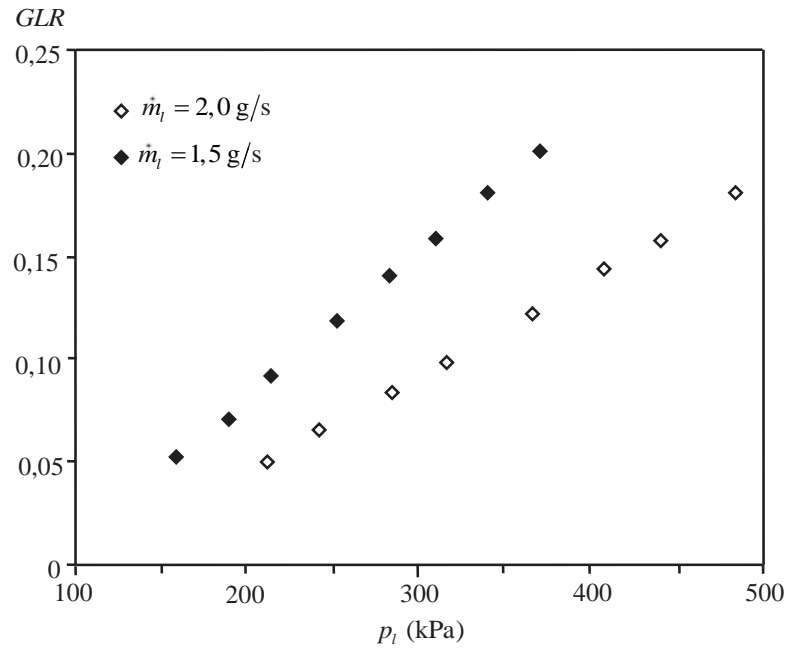
(líquido: mistura composta por 60% etanol + 40% glicerina em peso)



A Fig. 5.22 apresenta os dados experimentais da dependência da razão GLR com a vazão mássica do líquido quando a vazão de líquido através do injetor é constante, sendo o líquido testado uma mistura composta de 60% de etanol + 40% de glicerina em peso. Como pode ser observado na Fig. 5.22, quando a pressão de injeção do líquido permanece constante, a razão GLR diminui quando aumentar a vazão de líquido. Isto é coerente com o explicado anteriormente: para aumentar a vazão de líquido deverá se diminuir a pressão do gás de atomização e, conseqüentemente, diminui a vazão de gás de atomização, o que leva a diminuir a razão GLR . Além disso, pode-se notar que a razão GLR será menor quanto menor seja a pressão de injeção do líquido.

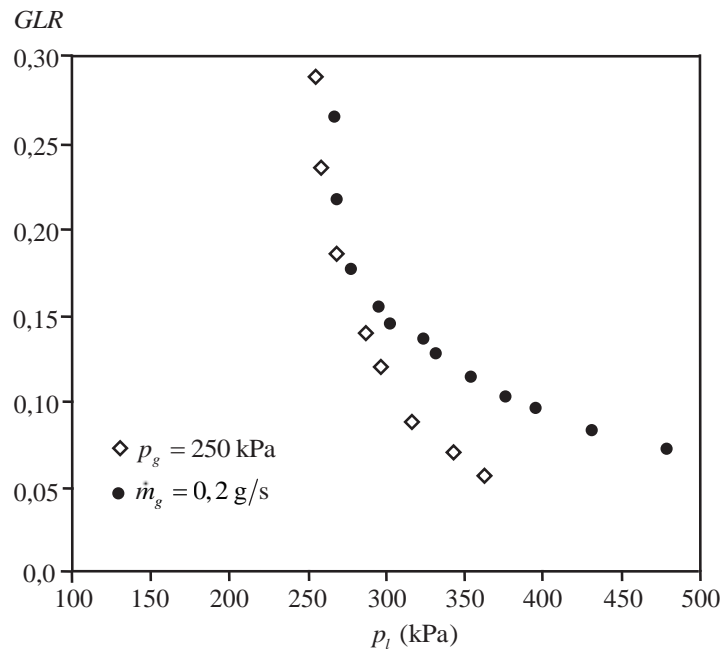
A Fig. 5.23 apresenta os dados experimentais da dependência da razão GLR com a pressão de injeção do líquido quando a vazão de líquido através do injetor permanece constante. Como pode ser observado, o incremento da pressão de injeção de líquido deve-se ao incremento da pressão de injeção do gás de atomização, incrementando-se a vazão de gás e, conseqüentemente, a razão GLR .

Figura 5.23- Curva GLR em função da pressão de injeção do líquido sob a condição $\dot{m}_l = const.$.
(líquido: mistura composta por 60% etanol + 40% glicerina em peso)



Também foram efetuados dois testes para comparar a dependência da razão GLR quando a pressão e a vazão mássica do gás de atomização são mantidas constantes. A Fig. 5.24 apresenta os resultados experimentais sob estas condições, usando água destilada como líquido de teste.

Figura 5.24 - Curva GLR em função da pressão de injeção do gás sob a condição $p_g = const$ e $\dot{m}_g = const$ (líquido: água destilada).



Como pode ser observado da Fig. 5.24, quando $p_g = const$ ou $\dot{m}_g = const$, a curva para a razão GLR tem um comportamento inverso comparado com a curva obtida quando $p_l = const$. Neste caso, a razão GLR diminui quando aumentar a pressão de injeção do líquido. Isto pode ser explicado da seguinte forma: como a vazão de gás permanece constante, então, um incremento de pressão de injeção do líquido combustível provoca o aumento da vazão de líquido, levando a diminuir a razão GLR .

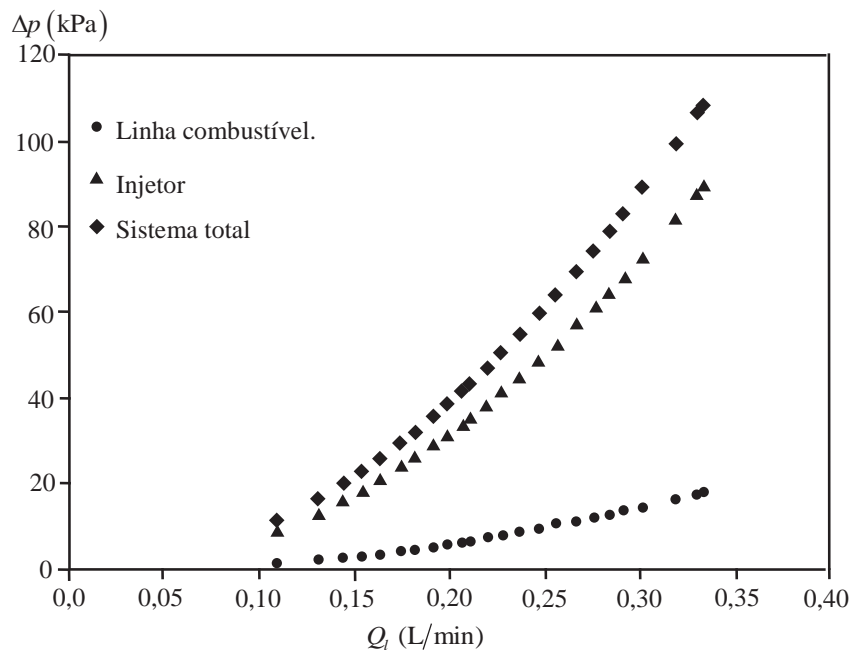
5.2.4 Coeficiente de descarga do injetor tipo Y

O coeficiente de descarga é um parâmetro que permite avaliar as quedas de pressão quando o combustível líquido flui através do injetor. Como foi proposto no item 3.3.3 deste trabalho, o conjunto formado pela linha de combustível e o injetor pode ser avaliado como um sistema

hidráulico e pode-se determinar sua curva característica $\Delta p - Q$, a qual só depende de suas características geométricas.

Similarmente, pode ser avaliado o sistema hidráulico correspondente à linha de fornecimento de combustível e determinada sua curva característica $\Delta p - Q$. A diferença entre estas duas características determina a curva característica $\Delta p - Q$ do injetor. A Fig. 5.25 apresenta as curvas características $\Delta p - Q$ para estes três sistemas indicados.

Figura 5.25 – Curva característica $\Delta p - Q$ da linha de combustível, injetor e sistema injetor-linha de líquido (líquido: água destilada)



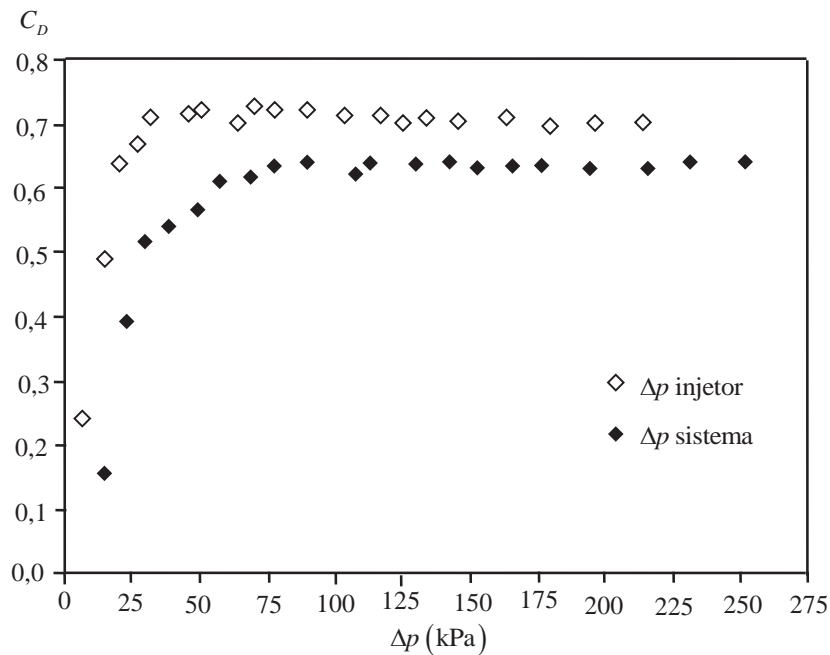
Tal como sugerido na seção 3.3.3, pode ser visto na Fig. 5.25 que a queda de pressão depende da vazão volumétrica elevado à segunda potência. Também é possível observar que a maior queda de pressão corresponde ao injetor. Os cálculos efetuados mostram que aproximadamente 20% das perdas totais correspondem à linha do fornecimento de combustível, enquanto os restantes 80% correspondem ao injetor.

Na Fig. 5.26 apresenta-se a variação do coeficiente de descarga para o escoamento de líquido através do injetor e do sistema linha de combustível e injetor. O coeficiente de descarga determinado com uma massa teórica calculada com a queda de pressão em todo o sistema (linha

de combustível mais injetor) se mostra com um losango cheio. Por outro lado, o coeficiente de descarga determinado com uma massa teórica calculada com a queda de pressão no injetor se mostra com losango vazio.

Figura 5.26 – Coeficiente de descarga do injetor tipo Y

(líquido de teste: água destilada)



Na figura 5.26 pode-se observar que quando a pressão é baixa (baixos valores de vazão mássica de líquido), o coeficiente de descarga toma baixos valores, mas, quando a vazão aumenta, o coeficiente de descarga aumenta até atingir um valor quase constante. A explicação é que no início é necessário superar as forças viscosas e movimentar o fluido; a grande parte da força de pressão é utilizada para superar as forças de atrito.

A diferença desses valores calculados de C_D para as duas condições é explicada através da determinação da diferença de pressão que define a vazão mássica. O sistema total tem maior queda de pressão quando comparado somente com a queda de pressão no injetor, uma vez que o próprio injetor está incluído no sistema total.

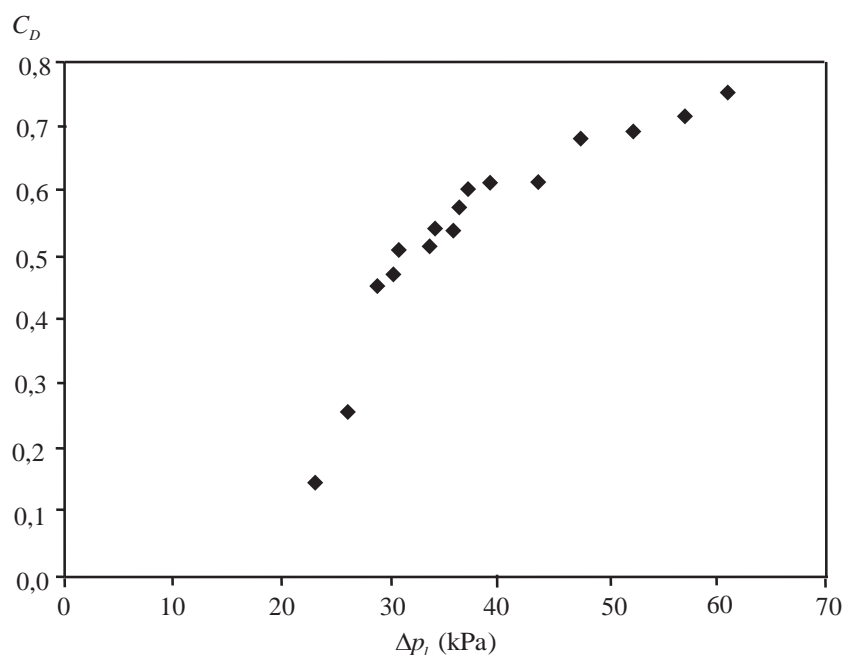
A estimativa do coeficiente de descarga para a mistura composta por 60% etanol + 40% glicerina (em peso) encontrou uma série de problemas, ligados à capacidade de medição do rotâmetro. No caso da água, o rotâmetro foi capaz de ler vazões de até 8,5 g/s, mas no caso da

mistura, só podia registrar medições de até 3,5 g/s. É por esta razão que a Fig. 5.26 mostra uma maior faixa de medição para Δp , embora ambos os líquidos tenham massa específica próxima.

Por ser a mistura de glicerina + etanol mais viscosa, o movimento do líquido através do rotâmetro só era percebido acima da graduação indicada para 0.15 L/min. Abaixo desta marca não foi percebida vazão de líquido nenhuma através do injetor, embora o rotâmetro registrasse medição de vazão de líquido.

Assim, a Fig. 5.27 apresenta a dependência do coeficiente de descarga com a diferença de pressão, para o caso da mistura composta de 60% etanol + 40% glicerina. Pelas razões acima explicadas, nesta figura tem-se uma faixa muito estreita para a diferença de pressão. Aliás, este teste foi realizado com todas as válvulas abertas, regulando a pressão só com a válvula reguladora de alta pressão, diminuindo as quedas de pressão ao máximo.

Figura 5.27 – Coeficiente de descarga do injetor tipo Y quando testado com uma mistura composta de 60% etanol + 40% glicerina



Pelo comportamento exibido pela curva para C_D , comparada com a curva para a água, inicialmente o coeficiente de descarga é baixo, mas à medida que o valor de Δp aumenta, o coeficiente C_D também aumenta até atingir um valor máximo. Olhando a Fig. 5.27, assume-se

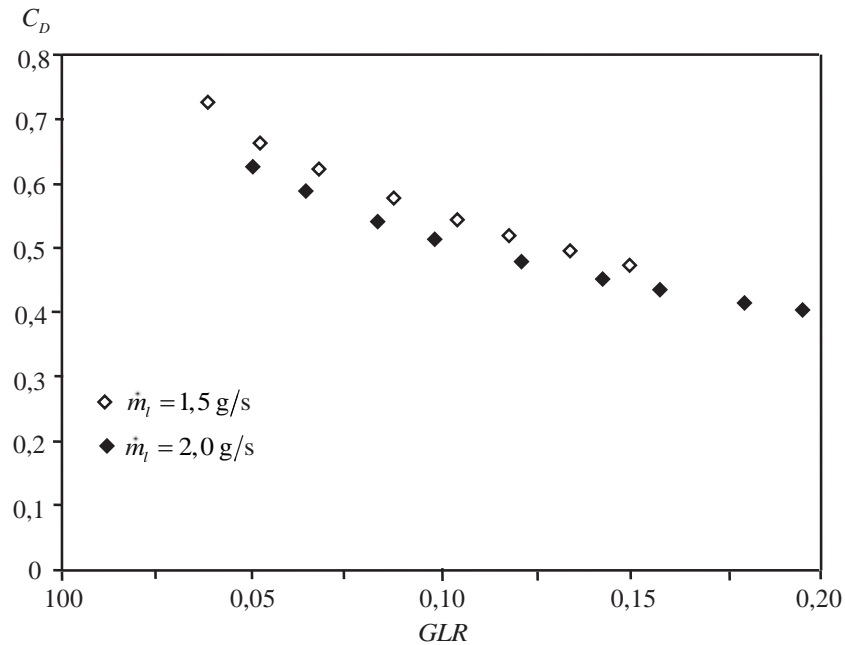
que este coeficiente encontra-se na faixa de 0,7 a 0,8, tal como afirmado por Mullinger e Chigier (1974). Estes valores também foram confirmados quando usada a água (Fig. 5.26)

Também é habitual representar o coeficiente de descarga como $C_D = f(GLR)$. Para este caso, deve-se notar o seguinte: se considerar que a razão GLR é definida em condições reais, então $GLR = \dot{m}_{gr} / \dot{m}_{lr} \Rightarrow \dot{m}_{lr} = \dot{m}_{gr} / GLR$ permite obter:

$$C_D = \frac{\dot{m}_{lr}}{\dot{m}_{lt}} = \frac{\dot{m}_{gr}}{\dot{m}_{lt}} \frac{1}{GLR} \quad (5.2)$$

Da Eq. (5.2) pode-se observar que ao substituir a vazão do líquido pela razão GLR , de forma dissimulada foi introduzida uma nova variável: a vazão mássica do gás de atomização. Geralmente, a razão GLR é obtida considerando que a vazão do líquido é constante. Assim, o aumento da vazão de gás produz um aumento da razão GLR , mas a massa de líquido permanece constante. Esta é a razão pela qual se obtém valores tão baixos para C_D como aqueles na faixa de 0,02 para 0,15 quando relacionados com o GLR , sendo difícil compreender, por exemplo, como em um injetor projetado para fornecer 10 g/s termine fornecendo apenas de 0,2 a 1,5 g/min devido às perdas hidráulicas no interior do injetor. Isto sugere que para obter a relação $C_D = f(GLR)$ é necessário que a razão GLR seja obtida em condições de vazão mássica do gás constante. A Fig. 5.28 apresenta os resultados para $C_D = f(GLR)$ do injetor tipo Y.

Figura 5.28 – Variação do coeficiente de descarga em função do GLR (Líquido: mistura composta por 60% etanol + 40% glicerina, em peso).



Os dados apresentados na Fig. 5.28 mostram que o coeficiente de descarga diminui com o aumento da razão GLR . Lefebvre (1989) definiu o coeficiente de descarga para ser uma medida do grau com que o líquido flui através do orifício de descarga final, fazendo pleno uso da área de saída disponível. Também se pode dever ao aumento da pressão na câmara de mistura.

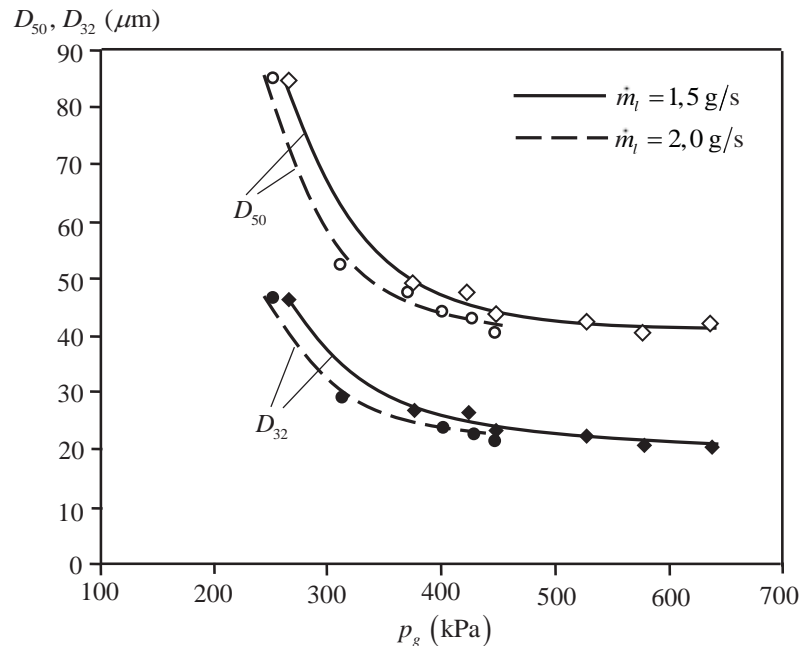
Conclui-se que a diferença entre a vazão de líquido prevista teoricamente e a experimental foi relativamente grande para baixas pressões do líquido, devido à pressão de entrada real do líquido ao injetor ser um pouco mais baixa do que a pressão manométrica medida e à queda de pressão na linha de combustível entre o ponto de medição e a entrada ao injetor. A influência da queda de pressão é maior quando a pressão de injeção do líquido é menor. Deve-se também levar em conta a influência da viscosidade do líquido, que influi na queda de pressão por atrito.

5.2.5 Diâmetro representativo das gotas

A Fig. 5.29 mostra o efeito da pressão de entrada do gás de atomização p_g sobre os diâmetros D_{50} e D_{32} das gotas do *spray* produzido pelo injetor Y. Neste caso, as vazões nominais

de água destilada foram de 1,5 e 2,0 g/s. A pressão de suprimento de gás de atomização estava na faixa de 250 até 650 kPa absolutos

Figura 5.29 – Influência da pressão de injeção do gás sobre diâmetros representativos das gotas sob a condição $\dot{m}_l = \text{const}$ (líquido: água destilada)



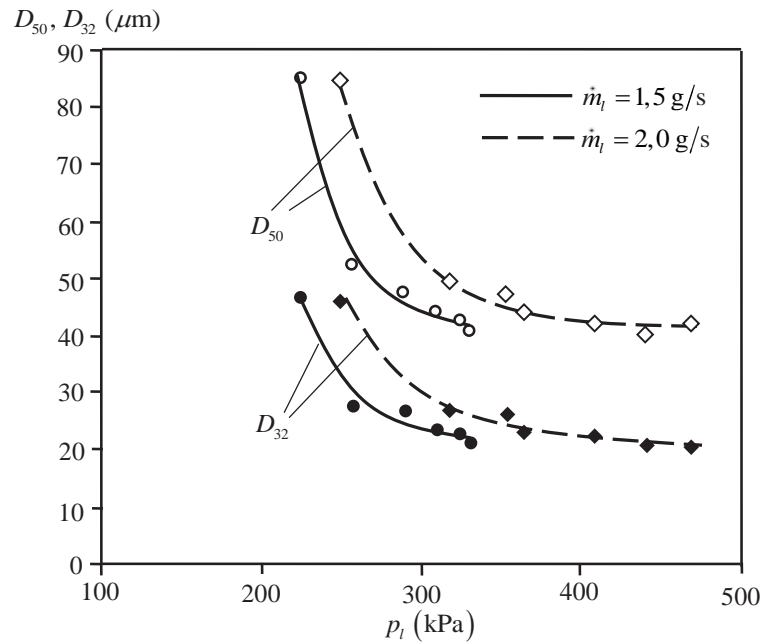
Pode ser observado que os diâmetros representativos das gotas do *spray* diminui quando a pressão do gás aumenta, mantendo a vazão de líquido constante. Além disso, os diâmetros das gotas do *spray* atingem uma fina espessura quando a pressão do gás de atomização encontrava-se numa faixa definida. Por exemplo, para uma vazão de líquido constante e igual a 2,0 g/s, o diâmetro médio de gotas varia lentamente quando $p_g > 400$ kPa absolutos. Isto é devido ao aumento da pressão do gás que aumenta a vazão do gás e, conseqüentemente, o *GLR*, dispondo o escoamento de gás de uma maior quantidade de energia para quebrar o jato líquido em gotas menores.

A Fig. 5.30 mostra o efeito da pressão de fornecimento do líquido p_l nos diâmetros D_{50} e D_{32} das de gotas do *spray* do injetor Y. As condições operacionais são similares ao caso anterior.

Pode ser observado que a medida dos diâmetros das gotas do *spray* aumenta quando a pressão do líquido aumenta para uma pressão do gás estabelecida. Tal como no caso anterior, os

diâmetros das gotas do *spray* atingem uma fina espessura quando a pressão do líquido encontrava-se numa faixa definida entre 200 e 500 kPa.

Figura 5.30 – Influência da pressão de injeção do líquido nos diâmetros representativos das gotas sob a condição $\dot{m}_l = \text{const}$ (líquido: água destilada).



Comportamento similar ao descrito anteriormente foi observado quando usada uma mistura formada por de 60% de etanol + 40% de glicerina em peso, no lugar da água destilada. As Figuras 5.31 e 5.32 mostram a influência da pressão de injeção do gás e da pressão do líquido no diâmetro médio das gotas, respectivamente. No entanto, observou-se que as gotas do *spray* produzidas usando a mistura de etanol e glicerina são ligeiramente maiores do que quando utilizando água como líquido. Como a mistura de etanol + glicerina é mais viscosa, precisa-se de maior energia para produzir um bom *spray*, portanto as gotas serão maiores.

Figura 5.31 – Influência da pressão de injeção do gás sobre os diâmetros representativos das gotas sob a condição $\dot{m}_l = const$ (líquido: mistura 60% etanol + 40% glicerol, em peso).

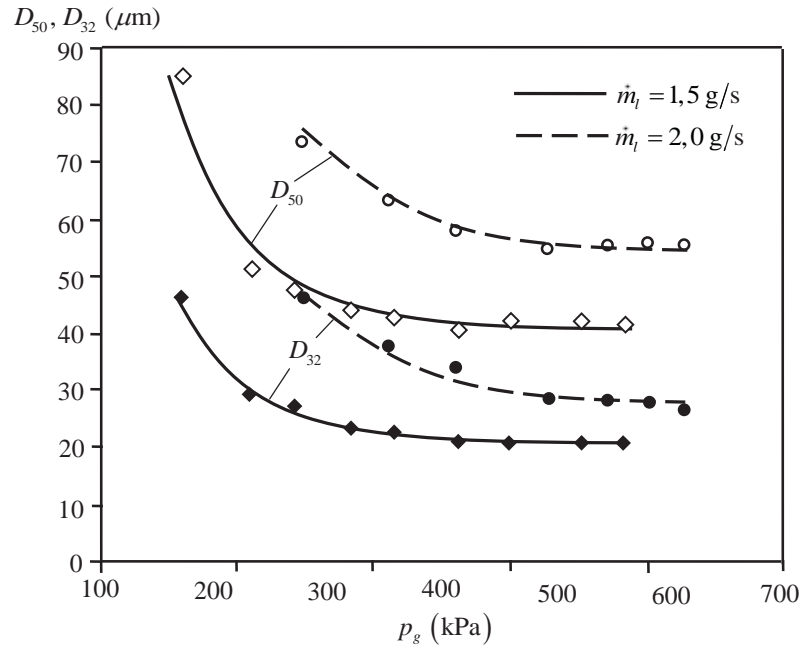
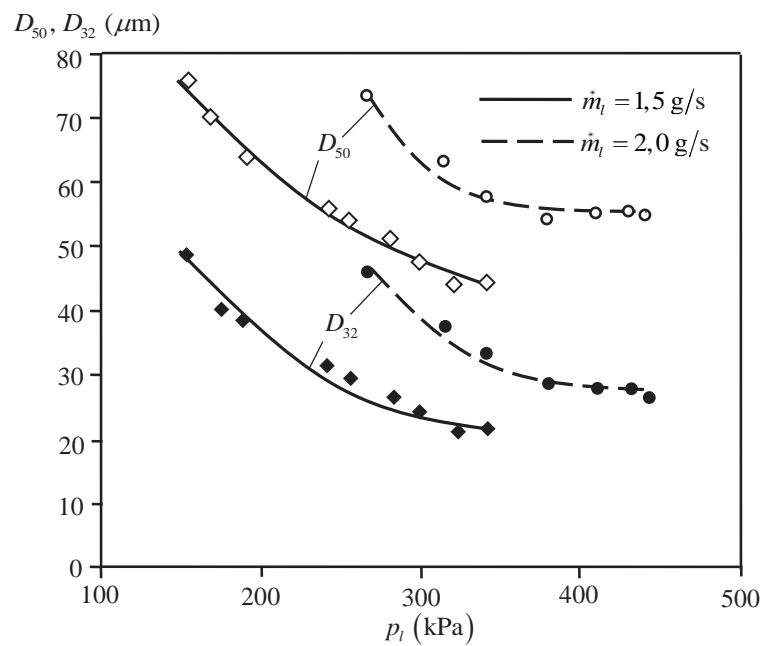
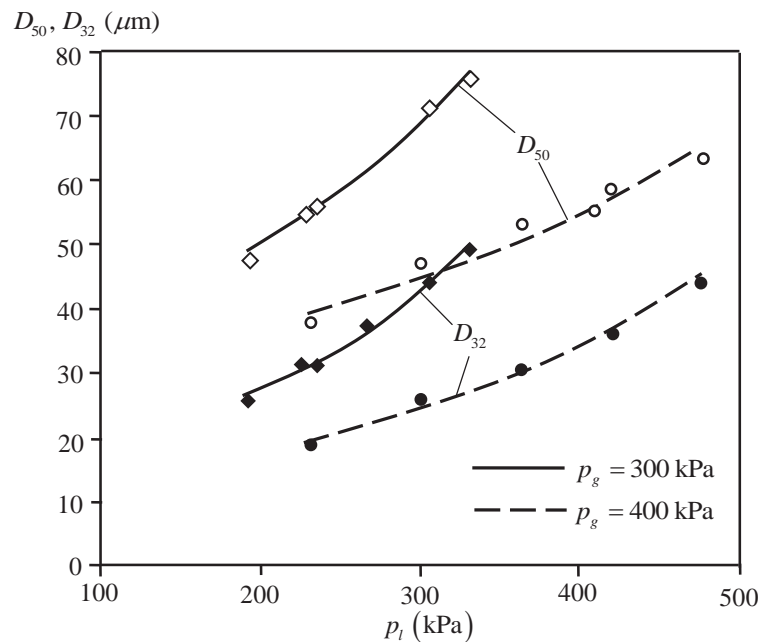


Figura 5.32 – Influência da pressão de injeção do líquido sobre os diâmetros representativos das gotas sob a condição $\dot{m}_l = const$ (líquido: mistura 60% etanol + 40% glicerina, em peso).



A Fig. 5.33 mostra o efeito da pressão de injeção do líquido p_l sobre os diâmetros D_{50} e D_{32} das gotas do *spray* produzido pelo injetor Y, sob a condição $p_g = const$. Neste caso, as pressões nominais do gás de atomização foram de 300 kPa e 400 kPa absolutos. Na Fig. 5.33 observa-se que os diâmetros D_{50} e D_{32} das gotas aumentaram rapidamente quando a pressão do líquido era maior do que um determinado valor, devido à vazão mássica de líquido que aumenta rapidamente com o aumento da pressão de líquido para uma dada pressão do gás. Constatou-se, também, que a vazão mássica do gás de atomização diminuía em paralelo. Assim, a transferência de quantidade de movimento entre a fase gasosa e a fase líquida no interior do injetor decrescia significativamente, possibilitando o aumento da espessura da película líquida na saída do bocal, que diminuiu o desempenho da atomização e o rápido crescimento do diâmetro médio das gotas. Pode concluir-se que deve haver uma correspondência perfeita entre as pressões do líquido e do gás para uma geometria dada do injetor do tipo Y, sendo que a razão preferível entre as pressões do líquido e gás p_l/p_g varia desde 0,5 até 1,5.

Figura 5.33 – Influência da pressão de injeção do líquido no diâmetro médio das gotas sob a condição $p_g = const$ (líquido: mistura 60% etanol + 40% glicerina, em peso).



5.2.6 Efeito do GLR sobre a distribuição do tamanho de gotas do injetor Y

As Figs. 5.34 – 5.35 mostram o efeito do GLR sobre os diâmetros representativos das gotas para o injetor projetado, sob a condição $\dot{m}_l = const$, quando utilizada água destilada e uma mistura composta de 60% de etanol + 40% glicerina, respectivamente. Os testes foram efetuados com vazão de líquido igual a 1,5 e 2,0 g/s. O diâmetro médio das gotas é uma função não linear do GLR e diminui com o aumento do GLR . O diâmetro médio das gotas diminui rapidamente antes que o GLR seja aumentado até certo valor e, posteriormente, diminui a um ritmo lento, com um aumento adicional do GLR , o que certifica a predição da equação de Wigg. Também pode ser notado que o desempenho do injetor tipo Y para obter uma boa atomização com altas vazões mássicas de líquido pode ser obtido com GLR relativamente baixo. Por exemplo, a média dos diâmetros Sauter D_{32} do injetor Y estão a menos de 50 μm até 20 μm sob GLR entre 5% até 15%, para ambos os líquidos testados.

Figura 5.34 – Influência da razão GLR sobre os diâmetros representativos das gotas sob a condição $\dot{m}_l = const$ (líquido: água destilada).

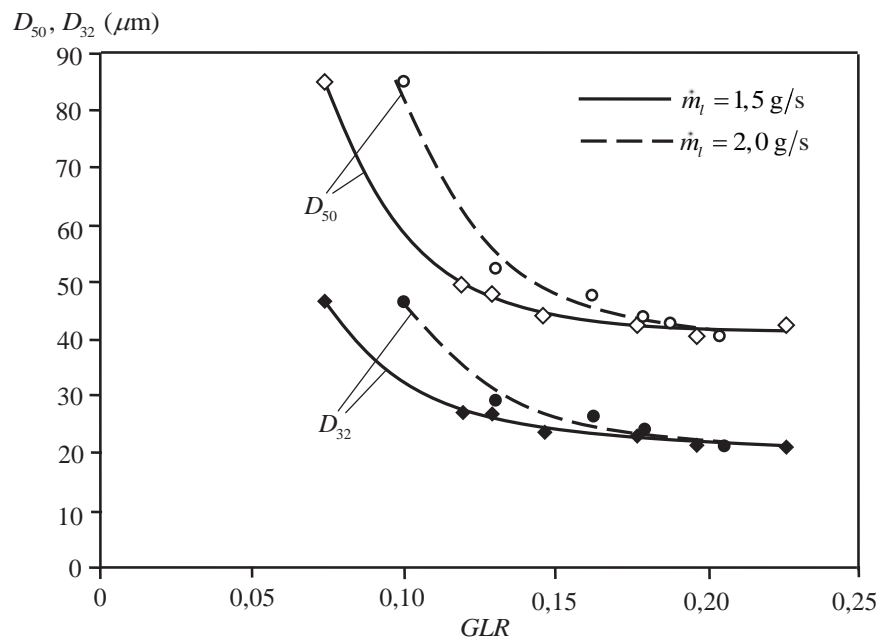
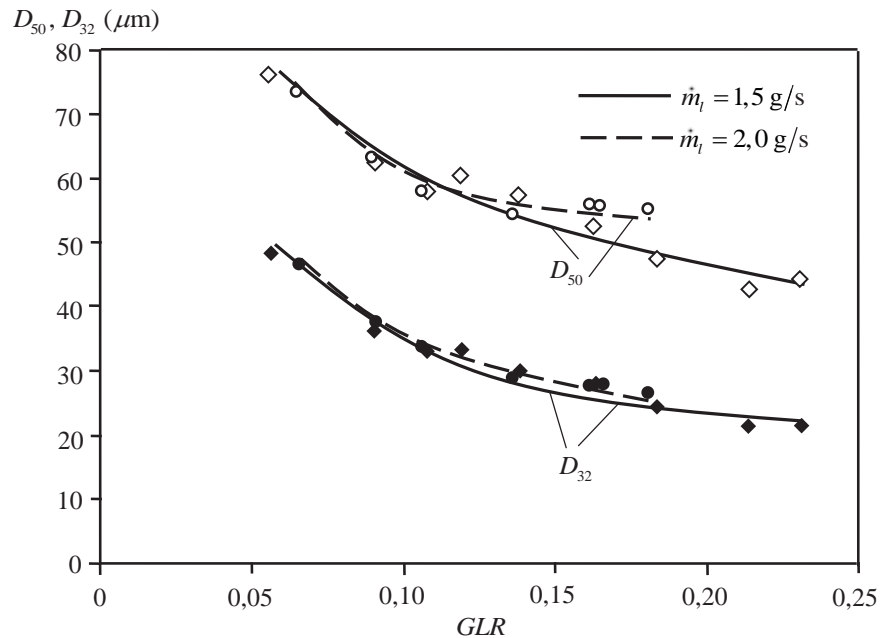
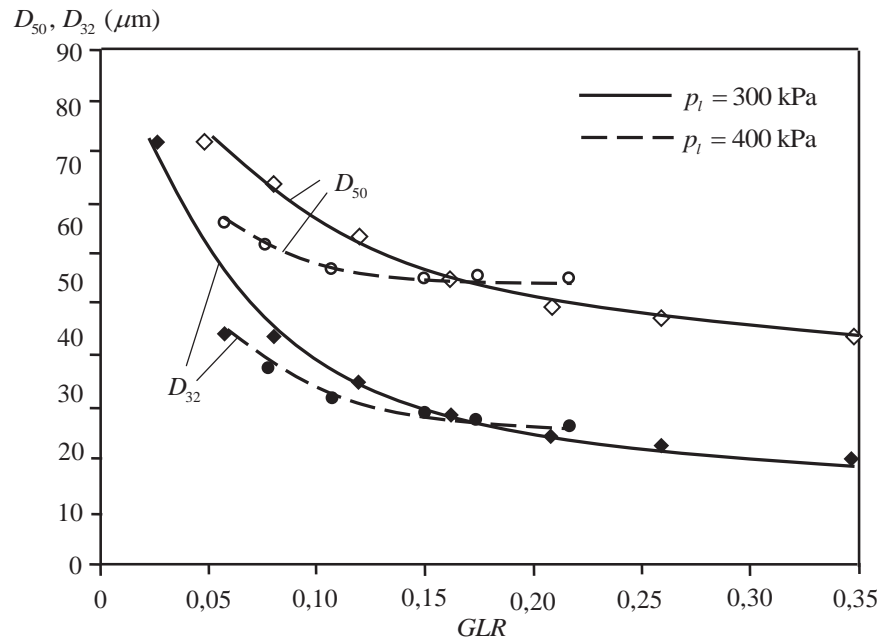


Figura 5.35 – Influência da razão GLR sobre os diâmetros representativos das gotas sob a condição $\dot{m}_l = const$ (líquido: mistura 60% etanol + 40% glicerina em peso).



A Fig. 5.36 mostra o efeito do GLR no diâmetro representativo de gotas para o injetor projetado, sob a condição $p_l = const$, quando usada uma mistura composta de 60% de etanol + 40% glicerina. Os testes foram efetuados com pressões de injeção do líquido igual a 300 e 400 kPa absolutos. Observa-se um comportamento similar aos casos anteriores, sendo que o diâmetro médio das gotas diminui com o aumento do GLR . O diâmetro médio das gotas diminui rapidamente antes que o GLR seja aumentado até certo valor e, posteriormente, diminui a um ritmo lento, com um aumento adicional do GLR .

Figura 5.36 – Influência da razão GLR sobre os diâmetros representativos das gotas sob a condição $p_l = const$ (líquido: mistura 60% etanol + 40% glicerina em peso).



5.2.7 Previsão do diâmetro de gotas. Equação de Wigg

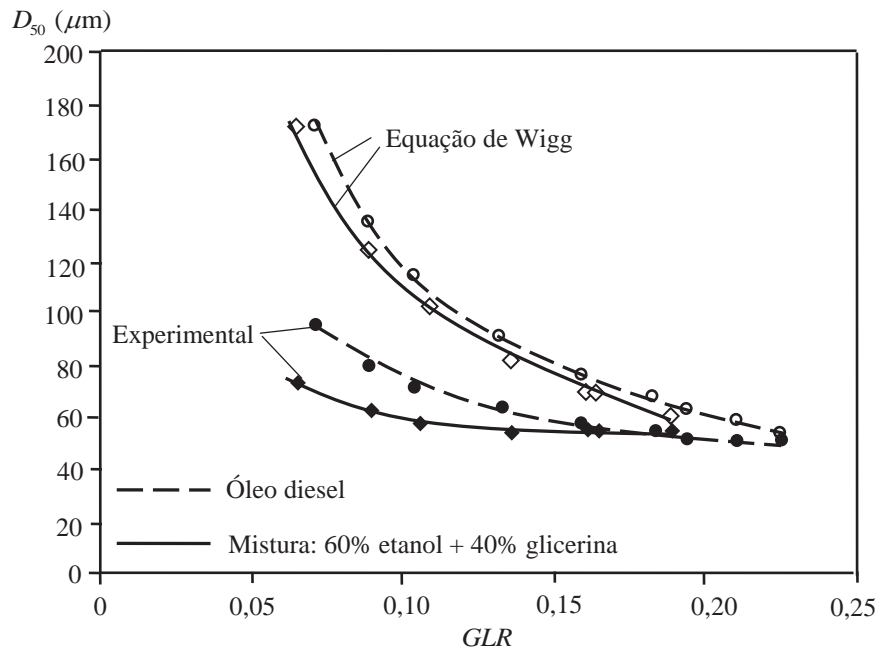
Como indicado no ponto 3.4, em 1959 Wigg começou a análise do mecanismo de atomização em injetores de mistura interna e, após analisar os dados experimentais de outros pesquisadores, em 1964, ele propôs uma equação para a previsão do diâmetro de gotas do spray. Liu (2000) indica que esta equação fornece bons resultados para a atomização de líquidos viscosos, mas não tem boa previsão quando água é usada como líquido.

A equação de Wigg relaciona uma série de propriedades dos fluidos envolvidos na atomização. No entanto, como pode-se observar nos pontos anteriores do presente capítulo, os parâmetros operacionais estão relacionados de uma forma complexa e difícil de prever. A fim de não propor dados teóricos que não correspondam a um regime de operação real do injetor, viu-se que era conveniente avaliar a equação de Wigg com base em dados reais obtidos durante os testes realizados no presente trabalho.

Assim, foram realizados testes utilizando líquidos viscosos (óleo diesel e mistura de 60% de etanol + 40% glicerina) e os dados experimentais obtidos permitiram calcular as propriedades envolvidas na equação de Wigg.

A Fig. 5.37 mostra a comparação entre os valores calculados e experimentais do diâmetro mediano das gotas para o injetor tipo Y projetado com a razão GLR . A vazão mássica de líquido foi mantida constante e igual a 2,0 g/s.

Figura 5.37 – Comparação do diâmetro mediano das gotas obtidas mediante a equação de Wigg e experimentalmente, sob a condição $\dot{m}_l = 2,0$ g/s .



Na Fig. 5.37 observa-se que, para ambos os líquidos testados, o diâmetro de gota calculado teoricamente com a Equação de Wigg não concorda com os valores experimentais em uma ampla faixa de razão GLR . Para valores de GLR abaixo de 0,15 é considerável. Para razões GLR acima de 0,15, a concordância tende a melhorar, mas deve-se aumentar a quantidade de gás de atomização, sendo que a vantagem do atomizador tipo Y é a baixa quantidade de gás usado no processo de atomização. O escoamento gasoso foi calculado como isentrópico.

5.3 Resultados de testes do atomizador efervescente

O injetor efervescente foi projetado segundo a metodologia apresentada na seção 2.8. O injetor efervescente foi operado com água, óleo diesel e uma mistura composta de 40% de glicerina e 60% de etanol, em peso.

Apesar de seguir a metodologia proposta por Chin e Lefebvre (1995), que usaram o mapa modificado do padrão de escoamento horizontal proposto por Baker, os resultados obtidos com o injetor efervescente mostraram que a metodologia apenas apresenta uma estimativa do comportamento do injetor. Na verdade, o desempenho do injetor, como indicado no capítulo 2, depende de uma série de fatores geométricos, operacionais e das propriedades dos fluidos, devendo existir uma correlação perfeita entre todos estes parâmetros para cada regime de operação particular. Isto significa que os regimes de trabalho são diferentes uns dos outros.

Neste trabalho, foram testadas as seguintes influências geométricas do injetor efervescente:

- Das fileiras dos furos de aeração,
- Do diâmetro do orifício de saída do injetor
- Do comprimento da câmara de mistura.

A seguir, são descritos os resultados experimentais obtidos durante os testes efetuados com o injetor efervescente.

5.3.1 Observação de regimes de escoamento bifásico

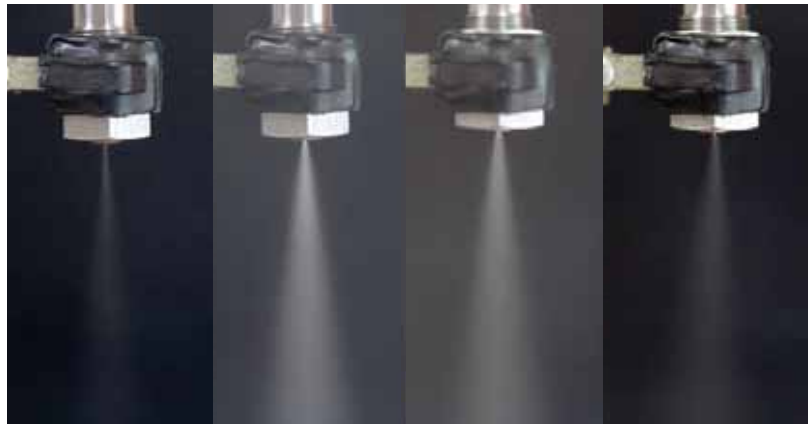
O injetor efervescente foi operado inicialmente com água destilada e, depois, utilizada uma mistura de 60% de etanol + 40% de glicerina em peso. As observações aqui descritas foram observadas similarmente para ambos os líquidos, embora, nesta parte, descreve-se os efeitos apenas para a água destilada.

A operação do atomizador em diferentes regimes do escoamento bifásico foi testada no banco de medição de gotas. Foram observadas várias características de operação através de toda a faixa de operação do injetor. Estas características incluem a estabilidade do *spray*, assim como sinais (visuais ou sonoros) que poderiam indicar uma mudança no desempenho do *spray*. Estes parâmetros de operação e suas características, juntamente com a informação fornecida pelo

analisador de tamanhos de partículas Malvern, proporciona uma boa base para a descrição do desempenho do atomizador.

A Fig. 5.38 apresenta uma sequência dos regimes de operação do injetor efervescente quando testado com uma mistura conformada de 60% etanol + 40% glicerina em peso.

Figura 5.38 – Regime de operação do injetor efervescente



As pressões de teste variaram na faixa de 50 até 500 kPa. A razão GLR foi variada de 0,01 até 0,40 em vários níveis de pressão.

Às pressões baixas utilizadas neste trabalho (quando a vazão mássica foi menor de 1,0 g/s) na operação do atomizador de orifício pleno (plano) sem gás de atomização produziu apenas um jato de líquido que preencheu também câmara de ar. Quando adicionada apenas uma quantidade muito pequena de gás, o jato de líquido se desintegra, obtendo-se um spray de má qualidade. À medida que a razão de GLR foi aumentando através da faixa de pressões de atomização, foram identificados três regimes de operação do injetor, a partir da observação visual do escoamento na saída do injetor e por alterações no comportamento do *spray*. Esses regimes são o regime borbulhante, regime de transição e regime anular (ou disperso), sendo que as diferenças no comportamento da atomização são resultado de alterações do escoamento bifásico no interior do injetor.

O regime borbulhante ocorre quando se tem baixos valores da razão GLR . Assume-se que para a geometria proposta, a razão GLR estava na faixa de 0,05 a 0,12. À medida que a razão GLR era aumentada através do regime borbulhante, foi atingido um ponto em que o *spray* começava a exibir certas instabilidades. Aparece o regime de transição, com variados padrões

observados em escoamentos bifásicos, tais como regime de golfadas, pistonado e agitado, embora a inspeção visual do escoamento na saída do injetor permitiu perceber apenas os regimes de golfadas e pistonado. O regime de escoamento anular (ou disperso) ocorre em elevados valores de GLR , sendo que as instabilidades observadas durante o regime de transição não estão mais presentes, embora o início do regime anular não possa ser determinado com certeza.

É difícil determinar o limite superior do regime borbulhante, o que envolve observações visuais e sonoras do atomizador e do *spray*. A mudança do regime borbulhante para um regime de transição é abrupta e facilmente distinguida. O escoamento na saída muda rapidamente de um *spray* estável para um *spray* interrompido pela ejeção de pequenos ligamentos de líquido (lesmas) passando através do orifício de saída. Além disso, são observadas diversas alterações na característica de operação do atomizador que incluem flutuações na câmara de gás e na pressão de entrada do líquido e um ruído audível emitido pelo atomizador.

Ao aumentar o GLR , as instabilidades no *spray* diminui gradualmente e começa novamente a gerar-se um *spray* com bom tamanho de gotas. As flutuações de pressão e o ruído também são diminuídos.

Em altas pressões (até 450 kPa) a mudança do regime borbulhante para o regime de transição é menos abrupta. A determinação do ponto de transição é subjetiva. Não é observada a presença de ligamentos na saída do injetor durante a operação no regime de transição, mas existia alguma evidencia de gotas grandes. O som emitido pelo atomizador durante o regime de transição é diferente do que o emitido durante o regime de escoamento borbulhante

Outra possibilidade para o diferente comportamento em altas pressões é que o padrão do escoamento pode mudar de escoamento borbulhante para um escoamento agitado (*churn*) ou para algum outro tipo de padrão sem formar um regime de golfadas (regime anular ou disperso).

Embora uma boa atomização seja atingida com o regime anular ou disperso, a melhor utilização do gás disponível é obtida quando o atomizador opera no regime borbulhante. Fica claro que é desejável operar o atomizador no regime borbulhante.

5.3.2 Influência do número de filas de orifícios de aeração

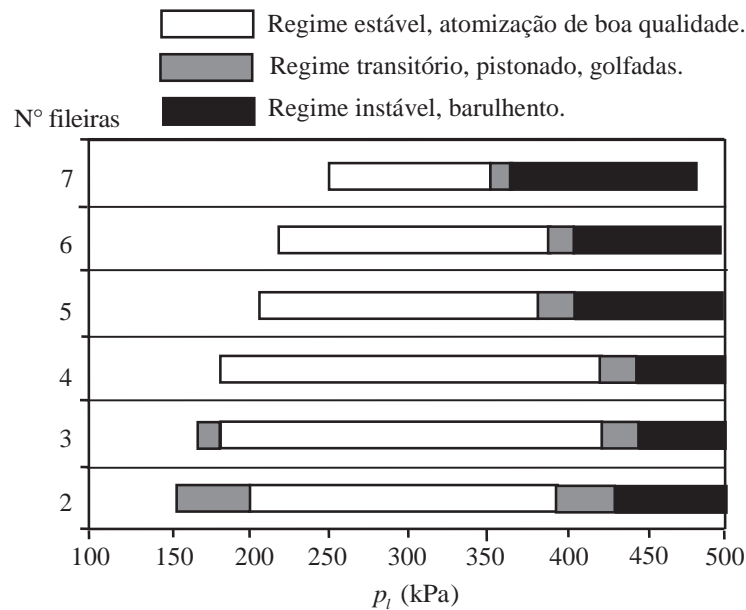
Para estudar a influência do número de orifícios de aeração, o injetor foi projetado com sete fileiras de seis orifícios cada fileira. O diâmetro de cada orifício de aeração foi de 1,0 mm.

Inicialmente, o injetor foi testado com 7 fileiras. Logo, foram tampando-se uma a uma as fileiras, sendo que o injetor foi testado com 7, 6, 5, 4, 3 e 2 fileiras.

Os testes foram efetuados registrando os parâmetros operacionais e por inspeção visual do *spray* produzido pelo injetor. Foi registrada uma faixa de pressões de injeção do líquido sobre a qual era observada uma boa atomização. Menores valores de pressão do líquido abaixo desta faixa produzia um *spray* com grandes ligamentos de líquido, além de ser audível, apresentado um som particular. Acima da faixa registrada apareciam instabilidades no escoamento apresentando características do regime pistonado e de golfadas.

A Fig. 5.39 apresenta o resumo da influência do número de fileiras de orifícios de aeração sobre o regime do escoamento bifásico através do injetor, assim como as faixas de pressão observadas para cada regime. Neste caso, a vazão foi fixada e igual a 1,5 g/s e a água foi utilizada como líquido de teste.

Figura 5.39 – Influência do número de fileiras dos orifícios de aeração sobre o regime do escoamento sob a condição $\dot{m}_l = const$ (líquido de teste: água destilada).

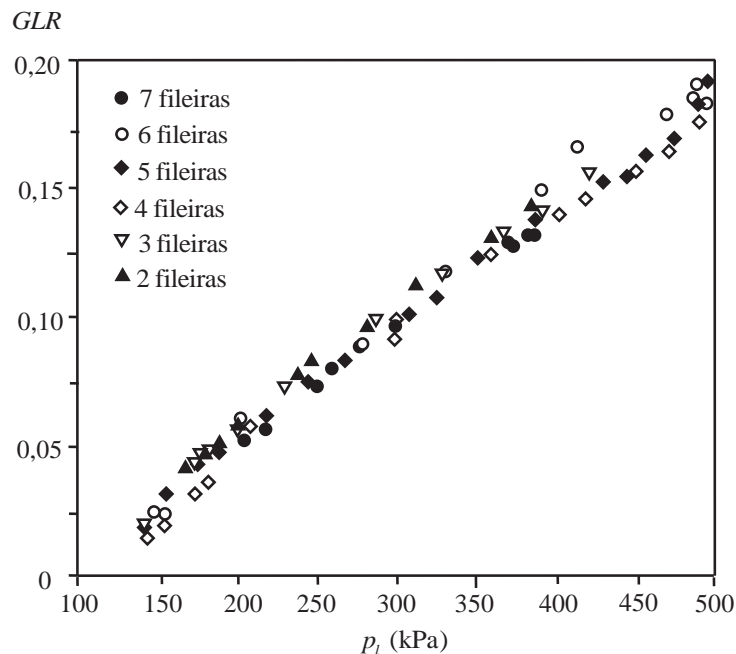


Na Fig. 5.39, nas faixas de pressão para esquerda da zona de boa atomização, representam as pressões onde a qualidade do *spray* não era muito boa, sendo observada a ejeção de ligamentos grandes através do orifício de saída do injetor. O *spray* gerado era composto de gotas muito grandes. Como pode ser observado na Fig. 5.39, a condição de três ou quatro fileiras foram as melhores para o trabalho do injetor testado.

Deve-se indicar que a diferença de pressão nas linhas de líquido e gás foi de 2 – 3 kPa no caso da água destilada e 2 – 5 kPa no caso da mistura composta de 60% etanol + 40% glicerina em peso. Por conseguinte, falar de uma influência da pressão da injeção do gás ou da pressão de injeção do líquido não faz sentido, uma vez que ambas são pressões quase semelhantes.

A Fig. 5.40 apresenta a curva da dependência da razão *GLR* com a pressão de injeção do líquido, para 7, 6, 5, 4, 3, e 2 fileiras, com a pressão de injeção, sendo o diâmetro do orifício de saída do injetor igual a 0,7 mm. Neste caso, o líquido de teste foi à água destilada.

Figura 5.40 – Influência do número de fileiras dos orifícios de aeração sobre a razão *GLR* sob a condição $\dot{m}_l = const$ (líquido de teste: água destilada).



Neste caso, como observado na Fig. 5.39, a dependência da razão *GLR* com a pressão de injeção do líquido praticamente não depende do número de fileiras, uma vez que todos os pontos experimentais encontram-se quase no mesmo lugar. Como o caudal do líquido foi mantido

constante, então o aumento da pressão na linha de injeção do líquido era acompanhado por um aumento da pressão na linha do gás de atomização e, conseqüentemente, aumentou a vazão de gás e a razão *GLR*.

Sendo o caudal de líquido constante, a razão $GLR = \dot{m}_g / \dot{m}_l$ dependerá só da vazão de gás de atomização, mas a vazão de gás de atomização também depende da área dos orifícios de aeração A_g e da pressão de injeção. Assim, com o aumento da pressão se estabelece um mecanismo de equilíbrio na câmara de mistura, ingressando maior quantidade de bolhas de ar, causando uma maior resistência ao escoamento líquido o que faz que o caudal de líquido não aumente e permaneça constante. Então, deve existir uma perfeita relação entre os parâmetros operacionais do injetor efervescente.

É necessário prestar atenção na relação entre a área de aeração e a área de saída do injetor. A área de aeração é definida pela área total dos orifícios através dos quais passa o gás de atomização.

Para m fileiras com n orifícios cada fileira, sendo que o diâmetro de cada orifício é d_g , a área total é dada pela seguinte expressão: $A_g = m \cdot n (\pi d_g^2 / 4)$. Enquanto a área de saída do bocal do injetor é definida como $A_0 = \pi d_0^2 / 4$. A razão destas duas áreas fica:

$$\frac{A_g}{A_0} = m \cdot n \cdot \left(\frac{d_g}{d_0} \right)^2 \quad (5.3)$$

Para o injetor projetado tem-se: $d_g = 1,0$ mm, $n = 6$, considerando que o número de fileiras varia de 3 até 4 e os diâmetros de orifícios de saída testado com este injetor são diferentes, então, fazendo as contas, obtém-se para diferentes diâmetros:

$$d = 0,7 \text{ mm} \quad A_g / A_0 = 36,7 \text{ até } 49$$

$$d = 1,0 \text{ mm} \quad A_g / A_0 = 18 \text{ até } 24$$

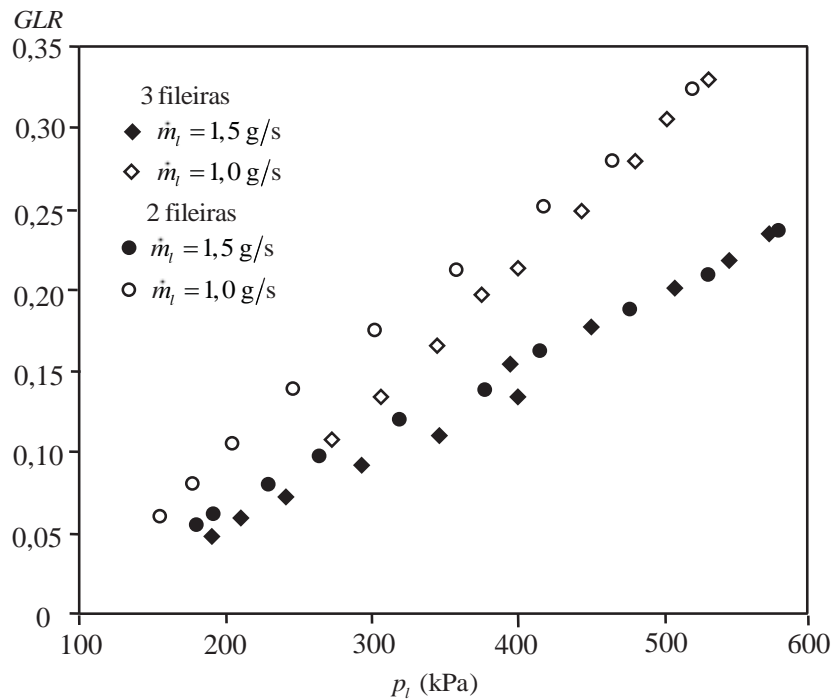
$$d = 1,5 \text{ mm} \quad A_g / A_0 = 8 \text{ até } 10,7$$

É evidente que este parâmetro de desenho tem influência no regime de trabalho do injetor efervescente. Neste trabalho, não foi possível fazer uma pesquisa aprofundada sobre a influência deste parâmetro, devido às limitações tecnológicas, de medição e de suprimento de líquido de

teste. As limitações tecnológicas estão referidas à fabricação de um protótipo para cada tipo de injetor, sabendo que também outros parâmetros geométricos influenciam no desempenho do injetor. As limitações de medição estão ligadas à capacidade do medidor de gotas, que é muito pequeno para poder medir o spray gerado em altas vazões. As limitações de suprimento de líquido estão ligadas à quantidade de mistura, que não é recuperável após do teste, devido ao fato que o álcool evapora durante o teste, o que muda a proporção da mistura.

A Fig. 5.41 apresenta a tendência da razão GLR com a pressão de injeção, para diferentes caudais do líquido, sendo utilizada uma mistura composta de 60% etanol + 40% glicerina em peso. Como pode ser observada, quando a pressão de injeção é semelhante, a razão GLR é maior para menores caudais de líquido.

Figura 5.41 – Influência do número de fileiras dos orifícios de aeração sobre a razão GLR sob a condição $\dot{m}_l = const$ (líquido: mistura 60% etanol + 40% glicerina em peso).

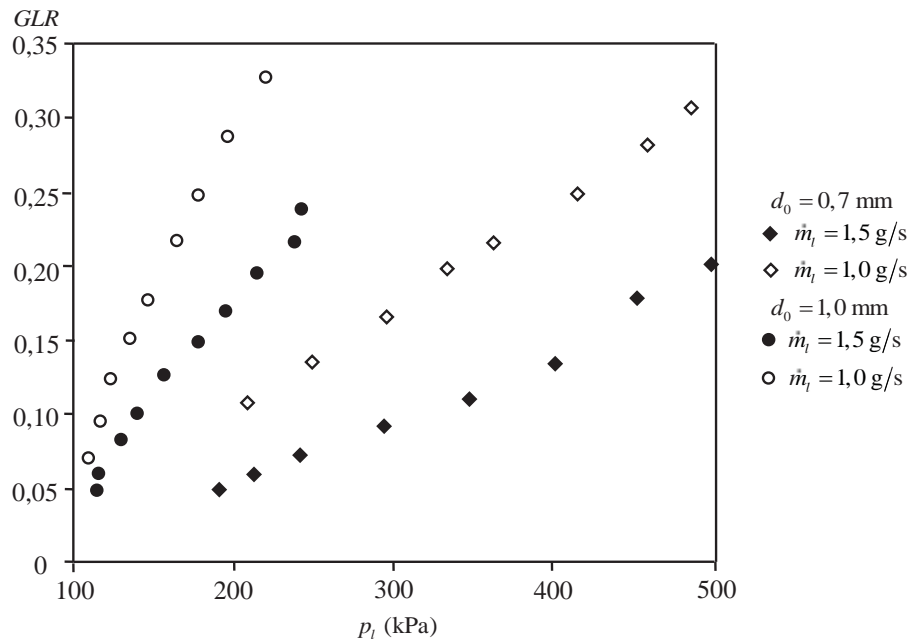


5.3.3 Influência do diâmetro do orifício de saída

O diâmetro de saída do bocal do injetor efervescente tem forte influência no seu desempenho. A maior restrição dos fluidos encontra-se na seção de saída do injetor. É evidente que o aumento do diâmetro de saída conduz a um aumento da vazão do fluxo bifásico e, conseqüentemente, a vazão do líquido e do gás de atomização.

A Fig. 5.42 apresenta os resultados experimentais dos testes conduzidos com o injetor projetado, quando o diâmetro na saída do bocal do injetor é igual a 0,7 mm e 1,0 mm. Nesta figura, observa-se a variação da razão GLR com a pressão de injeção, sendo utilizada uma mistura composta de 60% etanol + 40% glicerol em peso. Completando a informação, o injetor tinha um arranjo de três fileiras com 6 orifícios de aeração cada

Figura 5.42 – Influência do diâmetro do orifício de saída do injetor sobre a razão GLR (líquido: mistura 60% etanol + 40% glicerina em peso).



A Fig. 5.42 permite uma melhor visualização da influência da pressão de injeção sobre a razão GLR . Esta figura permite estabelecer as seguintes conclusões:

- Primeiro: quando o diâmetro de saída do injetor, d_0 , aumenta, a faixa de pressão de injeção move-se para à direita e as pressões de operação diminuem com o incremento

do diâmetro de saída. Como a maior restrição oferecida pelo injetor encontra-se na seção de saída, menores diâmetros de orifício necessitam de maior pressão de injeção. Aliás, esta é uma consequência lógica se analisar a equação de continuidade. Quando a área de aeração é mantida constante, a massa específica do fluxo bifásico é definida pela relação de ar e líquido que chegam para a câmara de mistura. Assim, a vazão só depende da área e a velocidade de saída. Na saída, menores áreas necessitam de uma maior velocidade. Lembrando que a velocidade depende da diferença de pressão, então maiores velocidades necessitam de maior pressão de injeção, com o qual se justifica a tendência de maior área de saída e menor pressão de injeção.

- Segundo: A dependência da razão GLR com a pressão de injeção não é linear. Como observado na Fig. 5.42, para o caso $d_g = 1,0$ mm, inicialmente a curva de GLR mostra um aumento rápido, sendo a curva côncava para baixo, logo a curva atinge um ponto de inflexão, a partir do qual se torna côncava para cima, incrementando-se a razão GLR mais rapidamente. Qual pode ser a causa deste comportamento? A seguir, é proposta uma explicação. Foi notado que a diferença de pressão nas linhas de líquido e de ar, para o caso da mistura de etanol e glicerina, foi de 2,0 até 5,0 kPa. Mas, algumas vezes, a pressão do líquido era maior do que o gás e, em outras, a pressão do gás foi maior do que o líquido. Em baixas pressões, a pressão da injeção do líquido foi maior, correspondendo à curva côncava para baixo. A nivelção de pressões explica a presença do ponto de inflexão na curva. Para maiores faixas de pressões, a pressão do gás supera a pressão do líquido e a curva mostra-se côncava para cima. Assim, inicialmente a pressão do líquido controla a razão GLR , regulando o fluxo de entrada de ar para a câmara de mistura, obtendo-se bom desempenho do injetor, com formação de *sprays* de boa qualidade. Quando a pressão do ar passa a dominar o processo de mistura bifásica, a razão GLR aumenta más rapidamente devido a uma maior entrada de ar. O injetor trabalha num regime não conveniente, e começam a aparecer às instabilidades, além de deteriorar-se o processo de atomização.
- Na Fig. 5.42 também observa-se que injetores com menores diâmetros de saída apresentam uma curva $GLR = f(p_i)$ desenvolvida em uma maior faixa de pressão, sendo que o crescimento da curva não é tão repentino como em injetores com

diâmetros de saída maiores. Eles são mais estáveis em uma ampla faixa de pressão de operação.

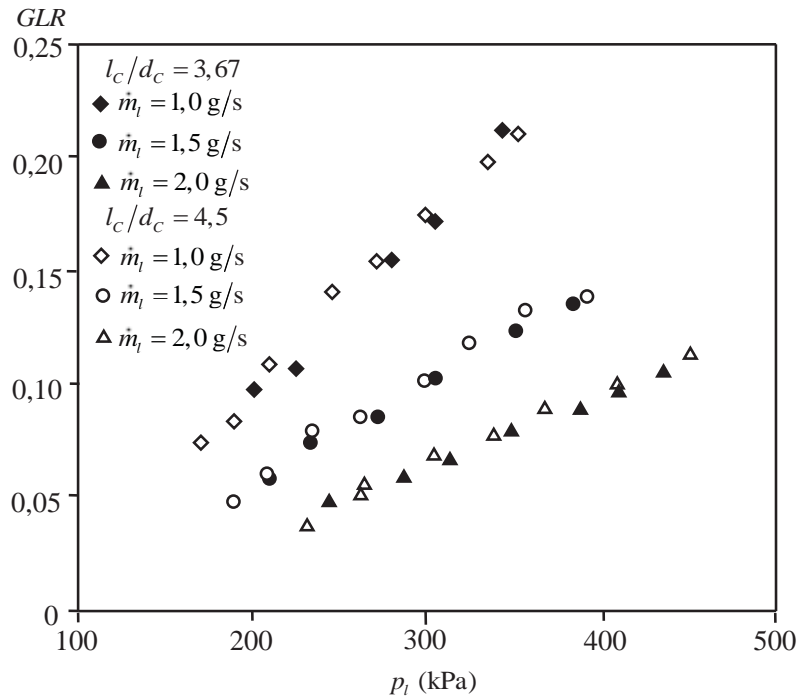
Assim, o diâmetro de saída do injetor não influi apenas nos parâmetros operacionais do injetor, mas também nos parâmetros geométricos. Como explicado no ponto anterior, quando altera-se o diâmetro de saída do injetor, também altera a razão de área de aeração para área de saída.

No final disto, a escolha do diâmetro ótimo de saída do injetor efervescente é bastante complexa, uma vez que envolve parâmetros operacionais e parâmetros geométricos difíceis de prever, tendo necessariamente que recorrer ao método de tentativa e erro, sobre uma base da análise de dados experimentais. A escolha do diâmetro deve ser feita considerando também a vazão mássica, uma faixa de pressão de injeção não muito ampla para assegurar um aumento gradual da razão GLR .

5.3.4 Influência do comprimento da câmara de mistura

A distância entre a última série de orifícios de aeração e o orifício final de descarga define o comprimento da câmara de mistura, l_c , que é o comprimento de livre deslocamento da mistura bifásica. Jedelsky *et al.* (2009) recomenda comprimentos relativos de câmara de mistura l_c/d_c com valores na faixa de 3,5 para 5,0. Neste caso, d_c é o diâmetro da câmara de mistura igual a 6,0 mm. Foram testados dois arranjos para a câmara de mistura, com comprimentos de 22 e 27 mm, sendo que os comprimentos relativos da câmara de mistura ficaram em 3,67 e 4,5. Os resultados são mostrados na Fig. 5.43.

Figura 5.43 – Influência do comprimento relativo da câmara de mistura sobre a razão GLR (líquido: água destilada).



Nesta figura, são comparados os dados experimentais para dois comprimentos relativos iguais a 3,67 e 4,5. Os dados correspondem a um diâmetro do orifício de saída de 0,7 mm e uma câmara com três fileiras de orifícios de aeração. Foi utilizada água destilada como líquido de teste e a vazão mássica de líquido foi mantida constante e igual a 1,0 g/s; 1,5 g/s e 2,0 g/s.

Observa-se que a influência do comprimento relativo sobre a razão GLR é quase imperceptível. Por exemplo, se comparar para a vazão mássica de 1,5 g/s, pode-se observar que os dados encontram-se quase sobre uma mesma curva.

A explicação encontra-se no mesmo valor do comprimento relativo utilizado para estes testes, já que ambos encontram-se na faixa ótima, como recomendado por Jedelsky *et al.* (2009). Pode ser que comprimentos relativos com valores fora da faixa recomendada tenham maiores efeitos sobre os parâmetros operacionais do injetor. Recomenda-se efetuar uma pesquisa posterior e comparar com os dados recomendados.

5.3.5 Diâmetros representativos das gotas para o injetor efervescente

As medidas do diâmetro representativos das gotas foram feitas com ajuda do analisador de tamanho de partículas Spraytec. As medições da distribuição do tamanho de gota foram feitas sobre uma faixa de pressão de 150 até 450 kPa absolutos, para os regimes estáveis de funcionamento do injetor efervescente.

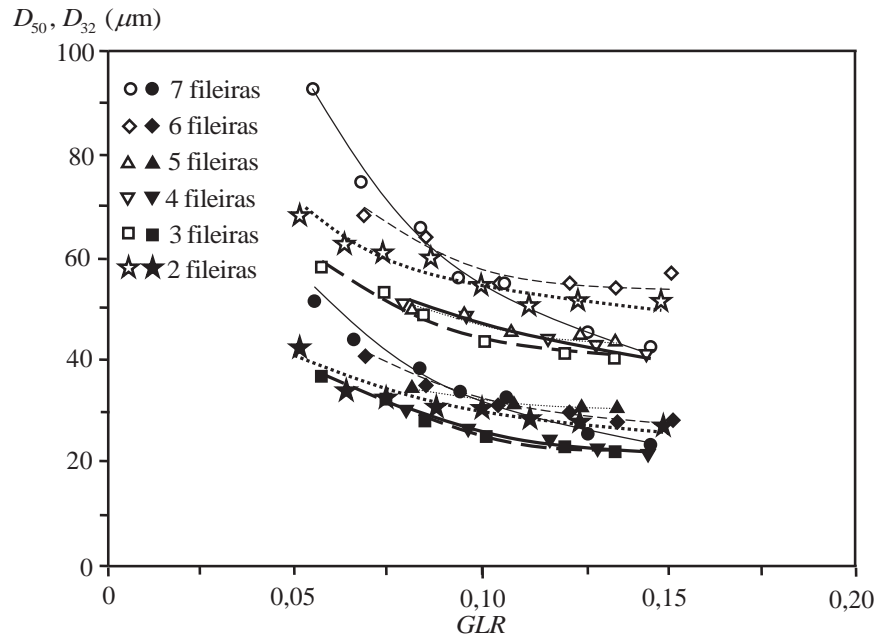
A faixa de *GLR* examinada variou com a pressão de operação do injetor. Não foi possível aumentar a pressão de injeção além da máxima indicada, porque o spray gerado era acompanhado de uma névoa de gotas muito pequenas que retornavam para a zona de medição, interferindo no processo e causando erros na medição.

Este problema foi resolvido instalando um funil ligado a um extrator de ar, que aspirava tanto as gotas do spray como as gotículas da névoa, impulsionando-as para o médio ambiente, fora do laboratório de medição. Não foi possível recuperar o líquido de teste.

Preliminarmente, foi definido o comprimento da face de saída do injetor em relação ao eixo do feixe de *laser*. Foram estabelecidos comprimentos iguais a 90, 120 e 150 vezes o diâmetro de saída do injetor e efetuadas as medições de gotas. Pela distribuição fornecida pelo medidor de gotas, observou-se que o comprimento igual a 120 vezes o diâmetro de saída mostrava uma boa distribuição das gotas no *spray*, pelo que foi o comprimento de teste elegido.

Primeiro, foi testada a influência do número de fileiras de orifícios de aeração. A Fig. 5.44 apresenta os dados experimentais da medida do diâmetro mediano de massa (D_{50}) e diâmetro médio Sauter (SMD, D_{32}) quando utilizada água destilada como líquido de teste. O diâmetro de saída do injetor foi de 0,7 mm e a vazão de líquido igual a 1,5 g/s.

Figura 5.44 – Influência do número de fileiras de aeração sobre os diâmetros representativos das gotas do spray para injetor efervescente (líquido: água destilada).

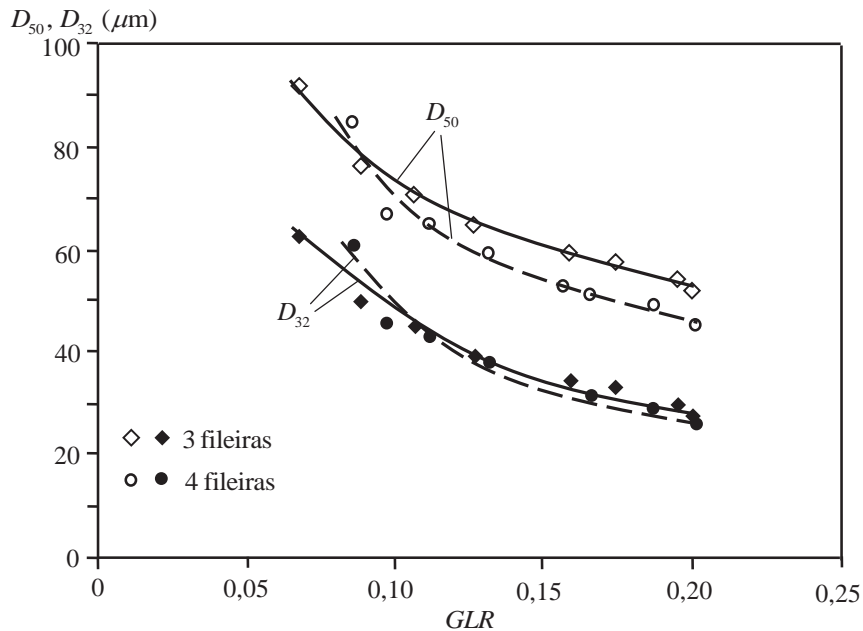


Nesta figura, pode-se observar a variação do diâmetro das gotas quando o injetor tem 7, 6, 5, 4, 3 e 2 fileiras de aeração. As figuras vazias mostram os resultados do diâmetro médio de massa (D_{50}) enquanto que as figuras cheias representam os valores encontrados para o diâmetro médio Sauter (D_{32}).

Como observado, os menores diâmetros de gotas são atingidos com 3 e 4 fileiras de orifícios de aeração. Os resultados mostram que os diâmetros Sauter encontram-se na faixa de 20 até 50 μm , para uma razão GLR na faixa de 0,04 até 0,15. Esta análise dos resultados permitiu escolher o número de fileiras de orifícios de aeração para testar o injetor com outros líquidos.

Na Fig. 5.45 apresentam-se os resultados dos testes para o diâmetro médio das gotas quando usada a mistura de 60% etanol + 40% glicerina em peso, com 3 e 4 fileiras.

Figura 5.45 – Dependência dos diâmetros representativos das gotas com a razão GLR para injetor efervescente (líquido: mistura 60% etanol + 40% glicerina)

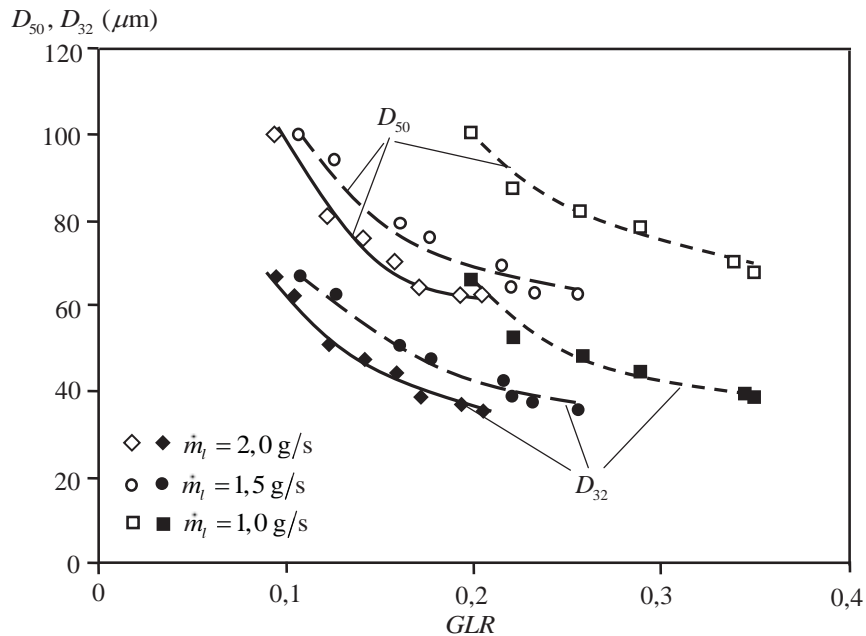


Como observado na Fig. 5.45, a influência das fileiras é mínima, mas os diâmetros são maiores, se comparados com os diâmetros obtidos para a água. Além disso, a faixa da razão GLR , para os quais são obtidas as menores gotas vai de 0,15 até 0,20, aumentando a vazão de gás de atomização, possivelmente por causa da maior viscosidade da mistura.

Como esperado, o SMD diminui quando se aumenta tanto o GLR e a pressão. A influência do GLR sobre o SMD diminui quando o valor de GLR é aumentado. Este efeito de diminuição do GLR também foi notado por Lefebvre (1989). Como uma consequência, a influência da pressão sobre o SMD diminui quando a pressão é aumentada.

A Fig. 5.46 mostra o efeito da vazão sobre o diâmetro médio das gotas, quando utilizada a mistura composta de 60% etanol + 40% glicerina, tendo uma câmara de mistura com três fileiras de furos e o diâmetro de saída do injetor igual a 1,5 mm. Neste caso, a vazão mássica do líquido foi mantida constante e igual a 1,0 g/s, 1,5 g/s e 2,0 g/s.

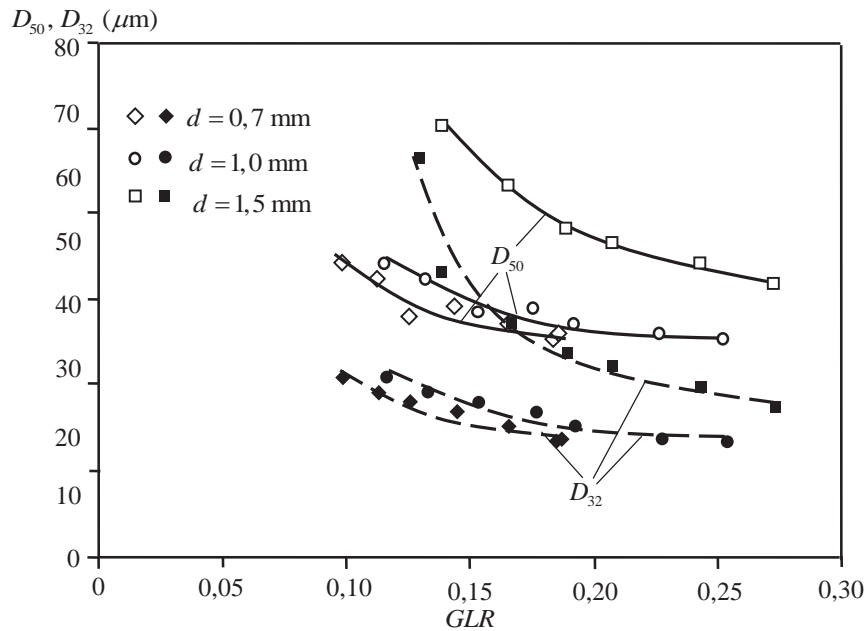
Figura 5.46 – Influência da razão GLR sobre os diâmetros representativos das gotas do injetor efervescente, sob a condição $m_l = const$ (líquido: mistura 60% etanol + 40% glicerina)



Neste caso, foi notado que quanto menor é a vazão, menor é a pressão de injeção. Consequentemente, a razão GLR irá aumentar, sendo que a vazão do líquido permanece constante, como mostrado na Fig. 5.46. Também é de observar que o diâmetro das gotas diminui quando aumentar a vazão do líquido.

Também foi estudada a influência do diâmetro do orifício de saída do injetor. Como já foi explicado anteriormente, o diâmetro de saída do injetor oferece uma maior restrição ao escoamento. Se aumentar o diâmetro, irá diminuir a pressão de injeção. A Fig. 5.47 mostra a influência do diâmetro de saída do injetor sobre o diâmetro médio das gotas, quando utilizada uma mistura 60% etanol + 40% glicerina e a vazão foi mantida constante e igual a 1,5 g/s.

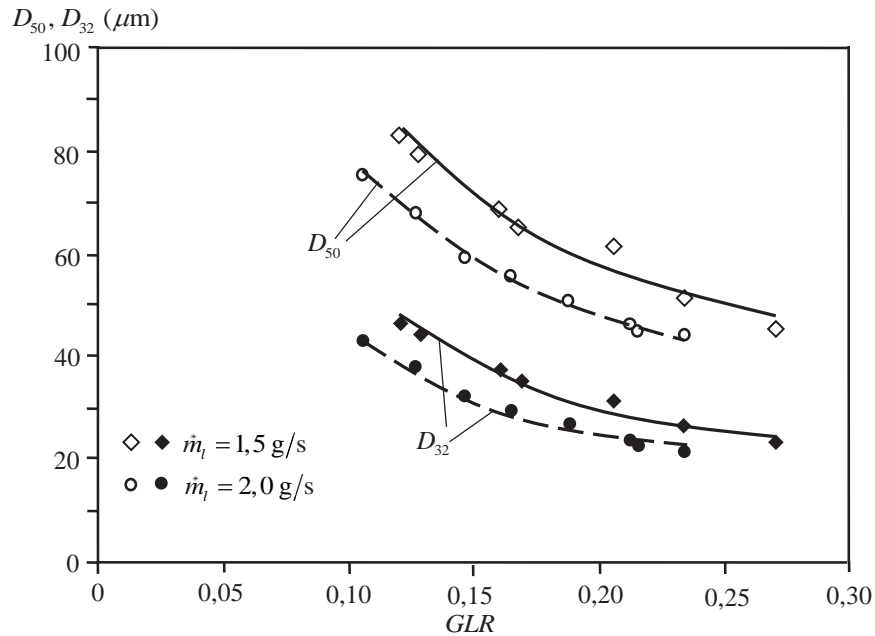
Figura 5.47 – Influência da razão GLR sobre os diâmetros representativos das gotas do injetor efervescente (líquido: mistura 60% etanol + 40% glicerina)



Como observado na Fig. 5.47, o diâmetro médio das gotas aumenta com o aumento do diâmetro de saída do injetor. Além disto, também aumenta a razão GLR . Como a restrição à passagem do líquido foi reduzida, através do orifício de saída serão ejetados ligamentos ou películas de líquido de maior espessura que irão se quebrar fora do injetor, gerando gotas de maior diâmetro. O aumento da razão GLR deve-se a uma maior vazão de líquido quando comparada com a vazão de gás de atomização.

Também foram efetuados testes utilizando óleo diesel. A Fig. 5.48 apresenta os resultados experimentais destes testes utilizando uma câmara de mistura com quatro fileiras de furos de aeração, sendo o diâmetro de saída igual a 1,0 mm. Neste caso, a vazão mássica foi mantida constante e igual a 1,5 g/s e 2,0 g/s. As pressões de injeção variaram na faixa de 150 até 350 kPa absolutos. Seguindo a tendência, maior vazão requer maior pressão de injeção.

Figura 5.48 – Influência da razão GLR sobre os diâmetros representativos das gotas do injetor efervescente (líquido: mistura 60% etanol + 40% glicerina)



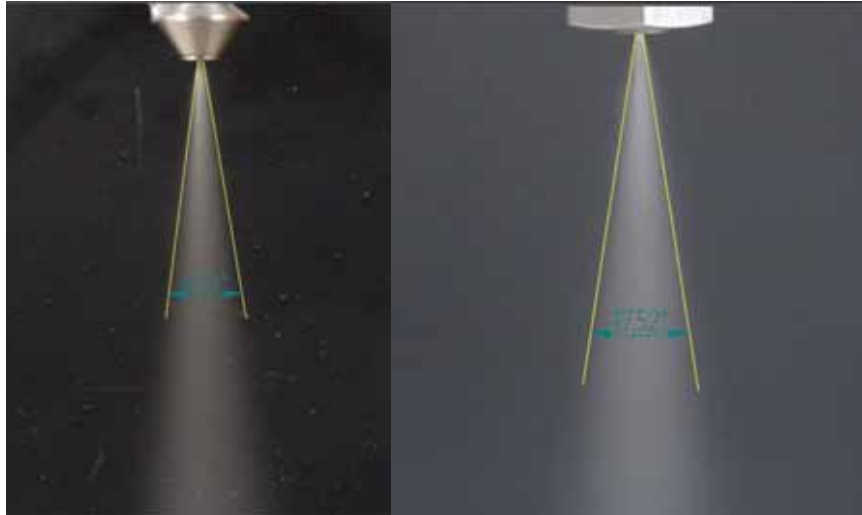
Na Fig. 5.48, reafirma-se a influência da razão GLR sobre o diâmetro de gotas. Menor vazão tem menor razão GLR e produz *spray* com menor diâmetro de gotas. Os diâmetros de gota obtidos quando atomiza óleo diesel é levemente menor quando comparados com as gotas produzidas pela mistura 60% etanol + 40 % glicerina.

5.4 Ângulo de cone e penetração do *spray* dos injetores testados

A solidez, penetração e ângulo do cone do *spray* dos injetores projetados foram estudados mediante fotografias tiradas do *spray* a diferentes pressões de injeção de gás. No caso da solidez, ambos os *sprays* geravam um cone sólido.

A Fig. 5.49 apresenta as fotografias utilizadas para a medição do ângulo de cone do *spray* para os dos tipos de injetores. À esquerda, mostra-se o *spray* produzido pelo injetor tipo Y e, à direita, o *spray* produzido pelo injetor efervescente.

Figura 5.49 - Angulo de cone do spray dos injetores testados. Injetor tipo Y (esquerda) e injetor efervescente (direita).



Para o caso do injetor tipo Y, observa-se que o *spray* gerado forma um cone estreito, tendo uma grande penetração. O ângulo de cone medido foi encontrado entre 14° a 16° , enquanto que a penetração observada foi de acima de 340 mm, sendo que o diâmetro de saída da câmara de mistura é de 1,2 mm.

Para o caso do injetor efervescente, ele também mostrou um *spray* estreito, com menor penetração que o injetor Y. O ângulo estreito é consequência do orifício pleno (plano) projetado na saída do injetor. Possivelmente, pode-se melhorar o ângulo de cone ao se projetar um chanfro ou um conduto divergente. A medição efetuada deu como resultado um ângulo entre 16° e 18° . No que respeita à penetração, foi estimada em 220 mm sendo o diâmetro de saída igual a 0,7 mm.

5.5 Previsão do diâmetro de gotas por mudança dos parâmetros operacionais

A proposta teórica da previsão do diâmetro de gota quando mudar o regime operacional do injetor foi difícil de comprovar experimentalmente. Em vista dos resultados obtidos pela análise de trabalho do injetor Y, quando altera-se um dos parâmetros do regime de operação, automaticamente mudam os outros parâmetros. Considerando que são quatro os parâmetros operacionais: a vazão de líquido e de gás, a pressão de injeção de líquido e do gás, então deve

existir uma relação perfeita entre os parâmetros operacionais, além da influência da geometria do injetor Y e das propriedades dos fluidos, tanto do líquido como do gás de atomização.

Assim, é difícil assumir uma mudança nos parâmetros operacionais e prever a variação dos outros três parâmetros restantes. Qualquer suposto da variação dos parâmetros terá que ser confirmado experimentalmente. Além disso, é latente a suposição de regimes operacionais irreais.

Uma forma de comprovar a proposta teórica do ponto 3.5 é comparando os regimes operacionais reais. Mas, neste caso, a teoria não faz sentido, uma vez que não é necessário comprovar os regimes estabelecidos durante o trabalho do injetor. Geralmente, os queimadores são testados experimentalmente para obter as faixas de funcionamento dos parâmetros operacionais. Esta informação é fornecida pelo fabricante quando se compra o equipamento.

Diante de todo este problema e somadas às limitações da bancada de teste, não foi possível a verificação experimental dos supostos teóricos desenvolvidos no ponto 3.5. Para dar uma ideia, foram realizados dois testes com o injetor tipo Y utilizando hélio como gás de atomização. Este gás é menos denso que o ar e tem constante $R = 2077 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$, razão de calor específico $k = 1,664$ e massa específica igual a $0,178 \text{ kg/m}^3$.

A Fig. 5.50 apresenta a dependência da velocidade na saída do bocal do injetor (entrada para a câmara de mistura) e a vazão mássica do gás com a pressão de injeção do gás. Enquanto que a Fig. 5.51 apresenta os resultados da dependência do diâmetro médio das gotas do spray com a razão GLR .

Figura 5.50 – Dependência da vazão e velocidade do gás na saída do bocal com a pressão de injeção (Gás, hélio e líquido, óleo diesel)

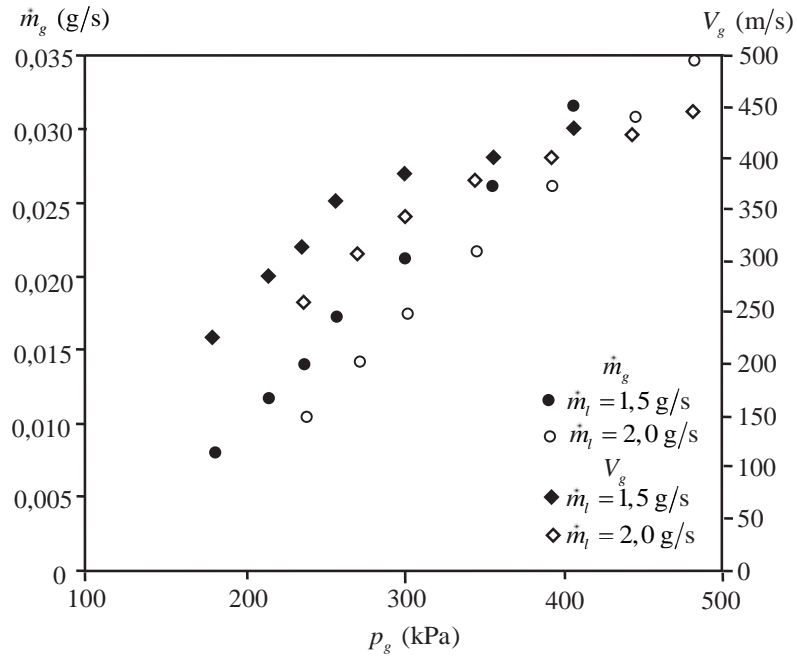
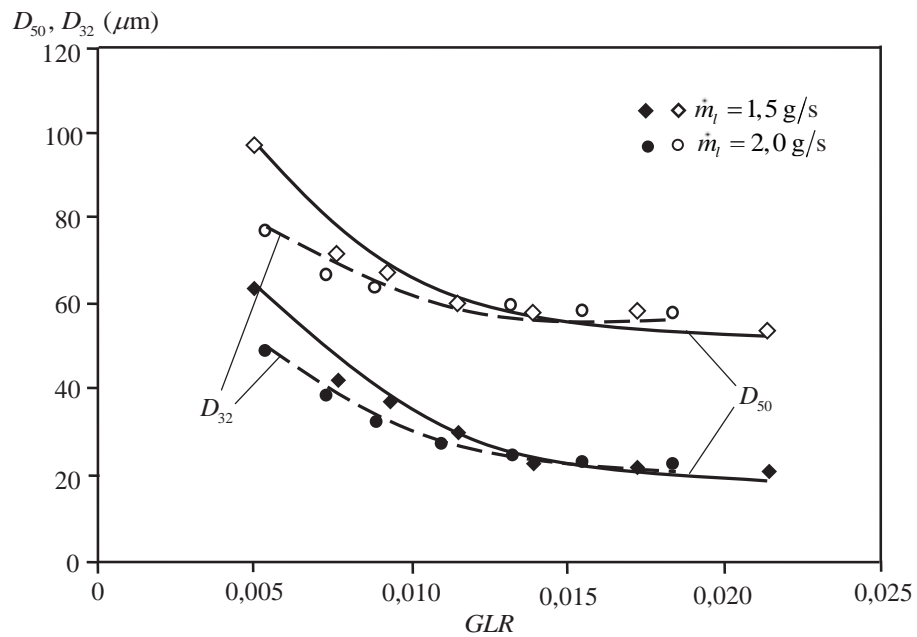


Figura 5.51 – Dependência dos diâmetros representativos das gotas com a razão GLR (gás, hélio e líquido, óleo diesel).



Como pode ser observado na Fig. 5.50, comparado com o caso do ar, a vazão de hélio é muito pequena devido a sua menor massa específica, porém atinge velocidades muito maiores que o ar, devido ao fato de ser mais compressível, além de ter uma constante gasosa muito maior do que ar. As velocidades atingidas com o hélio são quase o dobro das atingidas com o ar.

Também, devido a sua menor massa específica, a razão GLR é pequena, na faixa de 0,005 até 0,025. O diâmetro de gotas encontra-se na faixa de 20 até 60 μm , evidenciando uma boa qualidade de atomização, sendo igual ou melhor do que quando utilizado ar como gás de atomização.

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

A presente tese teve como objetivo principal projetar e caracterizar experimentalmente injetores para atomizar uma mistura composta de 60% de etanol + 40% de glicerina em peso. A água foi utilizada como líquido padrão para comparar os resultados experimentais, além de realizar testes com óleo diesel.

Foram eleitos dois tipos de injetores, devido às vantagens de trabalhar com líquidos de viscosidade relativamente grande: um de mistura interna tipo Y e outro efervescente. Assim, a pesquisa consistiu-se em uma investigação teórico-experimental da aplicação de injetores tipo Y para a atomização de combustíveis de viscosidade relativamente alta, como óleo diesel e mistura de glicerina e etanol.

Inicialmente, foi feita uma revisão bibliográfica sobre as propriedades e situação de mercado global da glicerina e glicerol bruto. Foi feita, também, uma análise de viabilidade econômica sobre o uso do glicerol como combustível, sendo que só glicerol bruto é atraente para ser usado como combustível, devido ao baixo custo atual nos mercados mundiais.

Foram revisados também os trabalhos sobre as dificuldades da queima de glicerol, encontrando-se que a viscosidade é um dos problemas que devem ser resolvidos no estágio da atomização. Assim, o presente trabalho contém uma revisão sobre atomização, os parâmetros fundamentais no desempenho da atomização, das variedades de injetores existentes, dando maior ênfase nos injetores de mistura interna tipo Y e injetores efervescentes, devido à sua vantagem de atomizar líquidos viscosos, como o caso da mistura de glicerina.

Foi descrita a metodologia e recomendações encontradas na bibliografia para projetar os injetores tipo Y e efervescentes. Deve mencionar-se que, em relação aos injetores efervescentes, foi amplamente descrita a influência dos parâmetros geométricos e de operação, bem como as dificuldades existentes na etapa de projeto.

A discussão teórica apresentada tem como enfoque explicar os principais fenômenos que ocorrem dentro do injetor tipo Y e que afetam o desempenho do injetor. O desenvolvimento teórico explica fisicamente e matematicamente a influência dos parâmetros de operação. É mostrado claramente que é difícil prever regimes de operação, já que as variáveis envolvidas

são múltiplas e que a mudança de uma delas conduz à mudança dos demais parâmetros, até atingir uma condição de equilíbrio dinâmico dentro do injetor.

Foi difícil comprovar a proposta para determinar a variação da pressão na expansão brusca na entrada à câmara de mistura do injetor tipo Y. Teoricamente, foi demonstrado que na determinação desta queda de pressão, maior relevância tem a razão de expansão (diâmetro da câmara para o diâmetro do ingresso do gás) que a propriedade $k = c_p/c_v$ do gás. Infelizmente, o tamanho do protótipo é tão pequeno que foi impossível instalar um aparelho adequado para a medição desta variável, além de não ser prevista esta atividade no presente trabalho. Porém, as explicações teóricas tratam de abranger aquelas observações feitas em injetores deste tipo.

As deduções matemáticas foram feitas considerando que o escoamento de gás é o principal fluido no processo de atomização, sendo tratado como unidimensional e compressível, embora o ponto de mistura do escoamento seja totalmente bifásico, devido à alta energia que faz possível a quebra do jato líquido. Foi elucidado que o escoamento de gás de atomização pode ser tratado como isentrópico ou como isotérmico, sem causar erros substanciais nos cálculos posteriores dos parâmetros da atomização.

Embora seja verdade que não foi medida a pressão no ponto de mistura, foi possível construir uma curva para estimar a queda de pressão da entrada à câmara para o ponto de mistura, a partir de dados experimentais obtidos por outros pesquisadores.

Para efetuar os ensaios experimentais, foi construída uma bancada para testes de injetores, em condições normais de pressão e temperatura. A bancada tem duas linhas, uma de gás de atomização e outra de fornecimento de combustível, implementadas com aparelhos de medição de boa precisão, além de contar com válvulas reguladoras e transdutores de pressão.

Os líquidos usados nos testes experimentais foram caracterizados para determinar suas propriedades físico-químicas, incluindo água destilada, óleo diesel e uma mistura composta de 40% de etanol + 40% de glicerina em peso. Foi determinada a massa específica, através de picnometria; a viscosidade, utilizando o viscosímetro de Ostwald e a tensão superficial, por meio do método do anel. Os resultados experimentais foram comparados com dados bibliográficos.

Não foi possível testar diretamente o glicerol bruto, devido a que a composição deste líquido não é uniforme, dependendo de uma série de fatores, como a matéria prima, o método empregado para sua produção e o nível de processo de refino, que influem nas propriedades físicas como a massa específica, viscosidade, tensão superficial e opacidade, fazendo difícil a repetitividade dos

testes. As três primeiras propriedades são importantes para determinar teoricamente o diâmetro médio de massa das gotas do spray, enquanto à opacidade, o glicerol bruto geralmente se apresenta como um líquido muito opaco, dificultando o processo de medição das gotas do spray com o medidor de difração *laser* Spraytec.

Em ambos os injetores, a água destilada foi utilizada como combustível líquido para estudar a influência dos parâmetros de operação e os parâmetros geométricos. Uma vez definidas as faixas dos parâmetros de operação e melhores características geométricas, foi realizada uma série de testes utilizando óleo diesel e mistura de glicerina. Diversas curvas foram obtidas para apreciar o comportamento dos parâmetros operacionais como as pressões de injeção, as vazões de gás e líquido, o coeficiente de descarga, a razão *GLR*. Foram determinados os diâmetros característicos para os diversos sprays, sendo utilizado um sistema por difração laser Spraytec da Malvern e adotando-se a teoria de Mie de espalhamento da luz, válida para partículas pequenas de 0,1 μm até 2 mm com diferentes índices de refração no equipamento empregado.

Também foram comparados os resultados experimentais obtidos para o diâmetro médio das gotas com os resultados calculados com a equação de Wigg. Foi observado que para valores de razão *GLR* menores de 0,15 a divergência de resultados é substancial. Acima deste valor, a concordância melhora.

Apesar de ter sido proposta uma expressão para prever a mudança no diâmetro médio das gotas do *spray* para casos de mudança de regime de operação ou para caso de mudança de gás de atomização, ela não pôde ser avaliada, devido à complexidade da relação dos parâmetros operacionais.

Entre os resultados observados durante a execução dos ensaios pode-se citar:

Injetor tipo Y

O injetor de mistura interna tipo Y foi projetado e desenvolvido para atomizar líquidos de viscosidade relativamente alta usando uma baixa pressão de fornecimento de combustível e gás de atomização. Os resultados revelaram que o atomizador tem uma capacidade de fornecer combustível sob taxas de 0,5 até 3,0 g/s, utilizando uma pressão de injeção de ar na faixa de 150 até 800 kPa absolutos. Neste trabalho, a pressão do líquido de teste foi mantida constante, enquanto a vazão mássica de ar foi variada ao longo de um intervalo de injeção de gás de

atomização para obter uma ampla faixa de razão de vazão de gás para vazão de líquido, *GLR*, na faixa de 0,05 – 0,45. À medida que a vazão mássica de gás aumenta, os ligamentos iniciais tornam-se mais curtos, sendo que a quebra do ligamento que gera as gotículas ocorre mais perto da saída do injetor. Assim, quando a vazão mássica de gás de atomização é diminuída, o ponto de quebra dos ligamentos move-se para longe da saída do injetor.

Foi demonstrado que no interior do injetor tipo Y não podem existir condições supersônicas. No máximo, o escoamento pode ser sônico na saída do bocal (entrada à câmara de mistura), sendo subsônico em seguida até atingir o meio externo, ao contrário do sugerido por Pacífico (2000) sobre a observância de velocidades ligeiramente maiores que as sônicas na cercania ao ponto de mistura.

O escoamento do gás de atomização em regime subsônico pode gerar uma atomização com moderada qualidade, onde o diâmetro médio das gotas do spray atinge medidas menores que 80 μ m. Os resultados experimentais mostram que a velocidade máxima dentro do injetor é da ordem de 180 m/s e o número de Mach atingido menor que 0,6.

Também foi realizada uma comparação para o escoamento do gás, sendo tratado como adiabático e isentrópico e, em seguida, apenas como isotérmico. Os resultados obtidos mostram leves diferenças, pelo que o escoamento foi tratado integralmente como adiabático e isentrópico ao ser este processo mais conhecido.

Verificou-se que os diâmetros das gotas diminuem com o aumento da pressão de injeção do gás, aliás, existe um efeito de sucção por parte do escoamento gasoso, explicando as diferenças substanciais entre as pressões em ambas as linhas de fornecimento.

Apresentou-se uma proposta para calcular o coeficiente de descarga do injetor. Ele pode ser tratado como um sistema hidráulico, sendo que as perdas de carga (queda de pressão) devem ser divididas entre a linha de suprimento de líquido e no próprio injetor. A queda de pressão mínima calculada para a linha de suprimento é aproximadamente igual a 20% da queda de pressão em todo o sistema (linha de fornecimento + injetor).

Injetor efervescente

O atomizador efervescente foi operado em diferentes regimes do escoamento bifásico e foram observadas várias características para poder estabelecer as faixas de operação em um

regime estável. Observações visuais e sonoras foram utilizadas para determinar os limites de regime estável, sendo que o regime de transição é abrupto e facilmente distinguido pela ejeção de ligamentos de líquido que geram grandes gotas e pelo ruído audível que emite o injetor. O incremento da razão GLR diminui gradualmente as instabilidades no *spray* e começa novamente a gerar-se um *spray* com bom tamanho de gotas. As flutuações de pressão e o ruído também são diminuídos.

Foi pesquisada a influência de número de fileiras de orifício de aeração, observando-se o melhor desempenho do injetor projetado neste trabalho quando operado com três ou quatro fileiras. A diferença de pressão nas linhas de líquido e gás foi de 2 – 3 kPa no caso da água destilada e 2 – 5 kPa no caso da mistura composta de 60% etanol + 40% glicerina em peso. Também foi observado que a dependência da razão GLR com a pressão de injeção do líquido quase não depende do número de fileiras, mas exerce uma influência na geometria do injetor.

O aumento do diâmetro de saída do injetor d_0 leva a uma diminuição da faixa de pressões de operação, sendo estas pressões menores quando o diâmetro de saída é maior. A dependência da razão GLR com a pressão de injeção não é linear, possivelmente pela influência dominante exercida pela pressão do líquido ou de gás. O diâmetro de saída do injetor não influi somente nos parâmetros operacionais do injetor, mas também nos parâmetros geométricos. Como explicado no ponto anterior, quando altera-se o diâmetro de saída do injetor, também varia a razão de área de aeração para área de saída.

Não foi possível estabelecer uma influência do comprimento relativo sobre a razão GLR , pois, possivelmente, os valores testados do comprimento relativo se encontravam em uma faixa ótima.

Com respeito ao diâmetro de gotas, ele aumentava ao aumentar o número de fileiras. Tendência semelhante foi observada quando foi aumentado o diâmetro de saída do injetor. A faixa de diâmetros Sauter de gotas (D_{32}) encontrava-se entre 20 até 40 microns para a água, enquanto para a mistura composta de 60% etanol + 40% glicerina estava na faixa de 35 até 55 microns. Para o caso de óleo diesel, as gotas ficavam numa faixa intermediária.

A solidez do *spray* gerado por ambos os injetores foi de um cone cheio, com maior penetração para o caso do injetor tipo Y. O ângulo de cone do *spray* do injetor Y foi de 14° até 16°, enquanto para o injetor efervescente foi de 16° até 18°.

Também foram efetuados testes utilizando hélio como gás de atomização e o injetor tipo Y. Maiores velocidades do gás são obtidas, devido à maior compressibilidade do gás. A vazão mássica foi muito menor por causa da menor massa específica do hélio quando comparado com o ar. Consequentemente, a razão *GLR* foi muito menor, sendo menor de 3%.

Como uma conclusão final, pode-se apontar que ambos os injetores podem ser empregados para seu uso em câmaras de combustão industriais quando se utiliza a mistura de 60% etanol + 40% glicerina.

Sugestões para trabalhos futuros

Sugere-se para futuros trabalhos a medição e análise da influência da pressão no ponto de mistura do injetor tipo Y, assim como efetuar testes para medir as velocidades de saída.

Para o caso do injetor efervescente, sugere-se efetuar testes para comprovar a influência dos diâmetros dos orifícios de aeração, o comprimento relativo da câmara de mistura e a posição das fileiras de orifícios de aeração.

BIBLIOGRAFIA

ABDEL-FATTAH, A.; **Control of Separation Flow in Sudden Enlargement**, International Journal of Fluid mechanics Research, Vol. 30, 2011; pp. 122 - 143

AFTEL, R.; **Effect of Atomization Gas Properties on Droplet Atomization in an “Air-Assist” Atomizers**, MSc Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, 1996, USA, 72 p.

AG SOLUTIONS LLC, **Overview of Glycerin Burning**, disponível em: ftp://ftp.aidea.org/RENEWABLE%20ENERGY%20FUND/RFANov08/267_Mobile%20Biodies el%20Processing%20Plant_CCTH/Grant%20Packet/Technical/GLYCERIN%20BURNING%20OVERVIEW.pdf, acesso em: 14.fev.2013.

ALKINDI, A. S.; AL-WAHAIBI, Y. M.; MUGGERIDGE, A. H; **Physical Properties (Density, Excess Molar Volume, Viscosity, Surface tension and Refractive Index) of Ethanol + Glycerol**, Journal of Chemical & Engineering Data, 2008, vol. 53, pp. 2793 – 2796.

ALVES, A. A.; LACAVA, P. T.; **Combustão em turbinas a gás, Cap. III, Injeção de combustível**, In: II ESCOLA DE COMBUSTÃO, 2009, São José dos Campos, pp. 68 -111.

ANDREUSSI, P.; TOGNOTTI, L.; MICHELE, G. de; GRAZIADIO, M.; **Design and characterization of twin-fluid Y-Jet atomizers**, Atomization and Sprays, v. 2, pp. 45-59, 1992

APAZA VASQUEZ, R., **Desenvolvimento de um injetor centrífugo dual para biocombustíveis líquidos**, Dissertação de mestrado, Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São Jose dos Campos, SP, 2011.

APPLEBY, D. B.; **Glycerol**, In The Biodiesel Handbook, 1st. ed., Knothe, G.; Gerpen, J. V.; Krahl, L.; Eds.; AOCS Press, Champaign, IL, 2005, pp. 264 – 276.

ARRUDA, P. V. de; RODRIGUES, R. L. B.; FELIPE, M. A.; **Glicerol: um subproduto com grande capacidade industrial e metabólica**; Revista Analytica, n° 26, Dez 2006 – Jan 2007. Disponível em: http://www.revistaanalytica.com.br/ed_anteriores/26/art04.pdf, Acesso em 12 Ago 2010.

BARBARITO, F.; CHEDAILLE, D.; BORIES, A.; **Propionic acid fermentation from glycerol: comparison with conventional substrates**, Applied Microbiology and Biotechnology, 1997a; vol.47, pp.441–446.

BARBOSA, R. L.; DA SILVA, F. B.; SALVADOR, N.; VOLPATO, C. E. S.; **Desempenho comparativo de um motor de ciclo diesel utilizando diesel e misturas de biodiesel**, Ciência e Agrotecnologia, Lavras, v. 32, n° 5, pp. 1588 – 1593, set/out 2008.

BAZAROV, V.; YANG, V.; PUNEESH, P.; **Design and Dynamics of Jet and Swirl Injectors**, Chapter 2, in *Liquid Rocket Thrust Chambers: Aspects of Modeling, Analysis, and Design*, by redaction of Paul Zarchan, Volume 200, Progress in Astronautics and Aeronautics, Ed. American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc, USA, 2004.

BLIECK, J.; AFFOUARD, F.; BORDAT, P.; LERBRET, A.; DESCAMPS, M.; **Molecular Dynamics Simulations of Glycerol Glass-Forming Liquid**, Chemical Physics, N° 317, pp. 253-257, 2005.

BOHON, M. D.; **Characterization of Glycerin Combustion and Emission**; MSc Thesis, North Caroline State University, USA, 2010.

BOHON, M. D.; METZGER, B.A.; LINAK, W. P.; KING, C. J.; ROBERTS, W. L.; **Glycerol Combustion and Emissions**, Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 33, 2011, pp. 2717–2724.

BORZANI, W.; **Batch Ethanol Fermentation: The Correlation Between the Fermentation Efficiency and the Biomass Initial Concentration Depends on What is Considered as Produced Ethanol**, Brazilian Journal of Microbiology, 2006, n° 37, pp. 87 – 89.

BOURNAY, L.; CASANAVE, D.; DELFORT, B.; HILLION, G.; CHODORGE, J.; **A New Heterogeneous Process for Biodiesel Production: a Way to Improve the Quality and the Value of the Crude Glycerin Produced by Biodiesel Plants**, Catalysis Today, 2005; n° 106, pp. 190-192.

BRADY, J. E.; **General Chemistry: Principles and Structure**, 5th ed., John Wiley & Sons, 2007

BUCKNER, H. N.; SOJKA, P. E.; LEFEBVRE, A. H.; **Effervescent atomization of Coal-Water Slurries**, ASME Publishing, 1990, PD-30, pp. 105 – 108.

BUCKNER, H. N.; SOJKA, P. E.; **Effervescent Atomization of High Viscosity Fluids, Part I: Newtonian Liquids**, Atomization and Sprays, 1991, vol. 1, pp. 239 – 252.

CANAKCI, M.; SANLI, H.; **Biodiesel production from various feedstocks and their effects on the fuel properties**, Journal of Industrial Microbiology and Biotechnology, 2008, vol. 35, pp. 431 -441.

CHAWLA, J. B.; **Atomization of Liquids Employing the Low Sonic Velocity in Liquid/Gas Mixtures**, Proceeding of the 3rd International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, LP/1A/5/, pp. 1 – 7, 1985.

CHEN, S. K.; LEFEBVRE, A. H.; **Discharge Coefficient for Plain-Orifice Effervescent Atomizer**, Atomization and Sprays, vol. 4, pp. 275 – 290, 1994

CHIGIER, N. A.; **The Atomization and Burning of Liquid Fuel Sprays**, Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 2, pp. 97 – 114, 1976.

CHIGIER, N.; **Recent Advances in Spray Science**. In: 9th International Conference on Liquid Atomization and Sprays Systems, 2003, Sorrento, Italy.

CHIN, J. S.; LEFEBVRE, A. H.; **Flow Patterns in Internal-Mixing Twin-Fluid Atomizers**, Atomization and Sprays, vol. 3, pp. 463 – 475, 1993.

CHIN, J. S.; LEFEBVRE, A. H.; **Design Procedure for Effervescent Atomizers**, ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1995, vol. 117, pp. 226 – 271.

CHOI, W. J.; **Glycerol-Based Biorefinery for Fuels and Chemicals**, Recent Patents on Biotechnology, 2008, vol 2, pp. 173 – 180.

CORONADO, C. J. R.; **Análise Termoeconômica da Produção de Biodiesel: Aspectos Técnicos, Econômicos e Ecológicos**. 171f. Tese Doutorado; Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2010.

COUTO, H. S.; CARVALHO Jr., J. A.; BASTOS-NETTO, D.; McQUAY, M. Q.; LACAVA, P. T.; **Theoretical Prediction of Mean Droplet Size of Y-Jet Atomizers**, Journal of Propulsion and Power - Technical Notes, 1999, Vol. 15, n. 3, pp. 481 – 485.

COUTO, H. S.; BASTOS-NETTO, D.; **Generalized Liquid Film Atomization Theory**, Journal of Thermal Science, 2000, vol. 9, n. 3, pp. 265 – 270.

COUTO, H. da S.; **Atomização e spray**, In: I ESCOLA DE COMBUSTÃO, 2007, Florianópolis, Brasil, REDE NACIONAL DE COMBUSTÃO Disponível em: http://redenacionaldecombustao.org/escoladecombustao/arquivos/EDC2007/combustao/Heraldo_Silva_Couto_02-Atomizacao_Sprays.pdf, Acesso em: 20 ago 2010.

Crane Co. Engineering Division, “**Flow of fluid through valves, fittings and pipe**”, Crane Co, Technical paper N° 410, 11^a edition, 1969

DANTAS, M. A.; **Análise do desempenho de um queimador infravermelho funcionando com gás liquefeito de petróleo e glicerina**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2010.

DASARI, M.; **Crude glycerol potential described**, Feedstuffs: Nutrition & Health, October 15, 2007, pp. 16, 19.

DAVENPORT, W. J.; SUTTON E. P.; **An experimental study of two flows through an axisymmetric sudden expansion**, Experiments in Fluids, vol. 14, 1993, pp. 423 – 432.

DEMIRBAS, A.; **Importance of biodiesel as transportation fuel**, Energy Policy, 2007, Vol. 35, pp. 4661–4670.

EET Corporation, **Crude Methyl Ester (biodiesel) Transesterification, Esterification**, Disponível em: <http://www.eetcorp.com/heepm/biodiesel.pdf>, Acesso em Abril 2012.

FAN, X.; BURTON, R.; ZHOU, Y.; **Glycerol (Byproduct of Biodiesel Production) as a Source for Fuels and Chemicals – Mini Review**, The Open Fuels & Energy Science Journal, 2010, vol.3, pp. 17 – 22.

FAN, X.; BURTON, R.; **Recent Development of Biodiesel Feedstocks and the Applications of Glycerol: A Review**, The Open Fuels & Energy Science Journal, 2009, Vol. 2, pp. 100 – 109.

GONÇALVES, B. R. L.; PEREZ, L.; ÂNGELO, A. C. D.; **Glicerol: Uma Inovadora Fonte de Energia Proveniente da Produção de Biodiesel**, 2nd International Workshop Advances in Cleaner Production; Key Elements for a Sustainable World: Energy, Water and Climate Change, São Paulo – Brasil – 20 – 22 Maio, 2009.

GONG, J. S.; FU, W. B.; **The Experimental Study on the Flow Characteristics for a Swirling Gas-Liquid Spray Atomizer**, Applied Thermal Engineering, 2007, vol. 27, pp. 2886 – 2892.

GONZALES-PAJUELO, M.; ANDRADE, J. C.; VASCONCELOS, I.; **Production of 1,3-propanediol by Clostridium butyricum VPI 3266 using a synthetic medium and raw glycerol**. Journal of Industrial Microbiology and Biotechnology, 2004, vol. 31, pp. 442–446.

GOVERNMENT OF WESTERN AUSTRALIA, DEPARTMENT OF AGRICULTURE AND FOOD, **Biodiesel Production and Uses of by-products**, 2006, disponível em: http://www.agric.wa.gov.au/PC_93205.html?s=0, acesso em: 12 junho 2012.

GRAZIADIO, M.; ANDREUSSI, P.; TOGNOTTI, L.; ZANELLI, S. **Atomization of coal-water fuels by pneumatic internal mixing nozzle**. Atomization and Spray Technology, vol. 3, nº 1, p. 187 – 208, 1987.

HILLION, G.; DELFORT, B.; LE PENNEC, D.; BOURNAY, L.; CHODORGE, J. A.; **Biodiesel Production by a Continuous Process Using a heterogeneous Catalyst**, Fuel Chemistry, 2003, vol. 48, nº 2, pp. 636 – 638.

HUI, Y. H.; **Bailey's industrial oil and fat products**, 5th Edition, Volume 4 Edible Oil and Fat Products: Processing Technology, John Wiley & Sons, Inc, 1996.

ICISpricing, **Sample report Glycerine (US Gulf) 15th august 2012**, disponível em: http://www.icispricing.com/il_shared/Samples/SubPage170.asp, acesso em 15.fev.2013.

INAMURA, T.; NAGAI, N.; INAGAKI, H.; **A Study on the Twin-Fluid Atomization of a Highly Concentrated Coal-water Mixture**, JSME International Journal, vol. 30, nº. 269, 1987, pp. 1790 – 1796,

JEDELSKI, J.; JICHA, M.; SLAMA, J.; OTAHAL, J.; **Development of an Effervescent Atomizer for Industrial Burners**, Energy Fuel, 2009, n. 23, pp. 6121 - 6130

JEDELSKY, J.; OTAHAL, J.; JICHA, M.; **Effervescent atomizer: influence of the internal geometry on atomization performance**, Proceedings of the 21th ILASS - Europe Meeting 2007.

JEPSON, D.M.; AZZOPARDI, B. J.; WHALLEY, P. B.; **The Effect of Gas properties on Drop in Annular Flow**, International Journal Multiphase Flow, 1989, vol. 15, n° 3, pp. 327 – 339.

JOHNSON, D. T.; TACONI, K. A.; **The Glycerin Glut: Options for the Value-Added Conversion of Crude Glycerol Resulting from Biodiesel Production**, Environmental Progress, 2007, Vol.26, No.4, pp. 338 - 348

KENAR, J. A., **Glycerol as a platform chemical: Sweet opportunities on the horizon?**, Lipid Technology, 2007, Vol. 19, No. 11, pp. 249 – 253.

KIM, J. Y.; LEE, S. Y.; **Dependence of Spraying Performance on the Internal Flow Pattern in Effervescent Atomizers**, Atomization and Sprays, vol. 11, pp. 735–756, 2001

KNOTHE, G.; VAN GERPEN, J.; KRAHL, J.; **Biodiesel Handbook**, 2009, AOCS Press, Disponível em:
http://www.knovel.com/web/portal/browse/display? EXT_KNOVEL_DISPLAY_bookid=2297,
Acesso em: 12 ago. 2010.

KONSTANTINOV, D.; MARSH, R.; BOWEN, P.; CRAYFORD, A.; **Effervescent Atomization for Industrial Energy-Technology Review**, Atomization and Sprays, Vol. 20, N° 6, pp. 525 – 552, 2010

KREUTZER, U.; **Manufacture of fatty alcohols based on natural fats and oils**, Journal of the American Oil Chemist's Society. 1984, Vol. 61, n° 2, pp. 343-348

LACAVA, P. T.; CARVALHO Jr.; J. A.; McQUAY, M. Q.; **Metodologia para el diseño de atomizadores tipo "Y"**; Información Tecnológica, vol 9, N° 6, pp 283-288, ISSN 0716-8756, Chile, 1998

LACAVA, P. T.; **Investigação experimental do enriquecimento do ar na incineração de resíduos aquosos**, Tese de Doutorado, Instituto Tecnológico Aeronáutico, São Jose dos Campos, 2000, PP. 268.

LAVRUKHIN, G. N., **Aerodinâmica de bocais a reação**, Ed. Nauka, 2003.

LEE, H. H.; LEE. C. H.; **Characterization of the flow field and stratification effects of fuel spray in a visualization engine used DPIV and entropy analysis**, Experimental Thermal and Fluid science, 2007, vol. 31, N° 6, pp. 579 – 592.

LEFEBVRE, A. H.; **Airblast Atomization**, Progress in Energy and Combustion Science, vol. 6, 1980, pp. 233 – 261.

LEFEBVRE, A. H.; WANG, X. F.; MARTIN, C. A.; **Spray Characteristics of Aerated-Liquid Pressure Atomizers**, Journal of Propulsion and Power, 1988, vol. 4, p. 293-298.

LEFEBVRE, A. H.; **Atomization and Sprays**, U.S.A.; Francis & Taylor, 1989, 424p.

LEFEBVRE, A. H.; **Energy Considerations in Twin-fluid Atomization**, Journal of Engineering Gas Turbines and power, vol. 114, pp. 89 -96, 1992a.

LEFEBVRE, A. H. **Twin-fluid Atomization: Factors Influencing Mean Drop Size**, Atomization and Spray, v. 2, pp. 101 - 119, 1992b.

LEFEBVRE, A. H.; **Some Recent Developments in Twin-fluid Atomization**, Particle & Particle Systems Characterization, vol. 13, pp. 205 – 216, 1996.

LIDE D. R. (ed.). 1999. **Handbook of Chemistry and Physics**, 84th ed. Boca Raton, Fla., CRC Press Inc., 2003.

LIMA DA SILVA, A; MÜLLER, I. L.; **Operation of solid oxide fuel cells on glycerol fuel: A thermodynamic analysis using the Gibbs free energy minimization approach**; Journal of Power Sources, v. 195, p. 5637-5644, 2010

LIU, H.; **Science and Engineering of Droplets, Fundamentals and Applications**, William Andrew Publishing, 2000, New York, 539 pp.

LOEBKER, D.; EMPIE, H. J.; **High Mass Flow-rate Effervescent Spraying of High Viscosity Newtonian Liquid**, Proceeding of the 10th Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Ottawa, Ontario, 1997, pp. 253 – 257.

LOPES, F. D.; REVILLA, J. L. G.; MUNILLA, M. H.; Glycerol, In: **Manual dos derivados da cana-de-açúcar: diversificação, matérias primas, derivados do bagaço do melão, outros derivados, resíduos, energia**, Brasília ABIPTI, cap. 5.4, pp. 393 – 397, 1999.

LÖRCHER, M.; SCHMIDT, F.; MEWES, D.; **Effervescent Atomization of Liquids**, Atomization and Sprays, vol. 15, pp. 145 – 168, 2005.

LUND, M. T.; SOJKA, P. E.; LEFEBVRE, A. H.; GOSSELIN, P. G.; **Effervescent Atomization at Low Mass Flow Rates, Part I: The Influence of Surface Tension**, Atomization and Sprays, Vol. 3, pp. 77 – 89, 1993.

LUND, M. T.; JIAN, C. Q.; SOJKA, P. E.; GORE, J. P.; PANCHAGNULA, M. V.; **The Influence of Atomizing Gas Molecular Weight on Low Mass Flowrate Effervescent Atomizer Performance**, Journal of Fluid Engineering, Transactions of the ASME, 1998, Vol. 120, pp. 750 – 754.

MA, F.; HANNA, M.A., **Biodiesel Production: a Review**, 1999, Bioresource Technology, Vol. 70, pp. 1 - 15.

MALVERN INSTRUMENT LTD, **Spraytec Spray particle and spray droplet size measurement**, 2013, disponível em:

<http://www.malvern.com/labeng/products/spraytec/spraytec.htm>, acesso: 10.março.2013.

MARCHETTI, J. M.; MIGUEL, V. U.; ERRAZU, A. F.; **Possible methods for biodiesel production**, Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2007, vol. 11, pp. 1300-1311

MELERO, J. A.; VICENTE, G.; MORALES, G.; PANIAGUA, M.; MORENO, J. M.; ROLDAN, R.; EZQUERRO,; PÉREZ, C.; **Acid-catalyzed etherification of bio-glycerol and isobutylene over sulfonic mesostructured silicas**, Applied Catalysis A: General 346, 2008, pp. 44 – 51.

METCALF & EDDY, INC, **Ingeniería de aguas residuales**, Mc Graw Hill, 3^{ra} edición, 1995.

MIESIAC, I.; **Methods for utilization of the glycerine fraction from methanolysis of rape oil**, Przemysl Chemiczny, 2003, vol. 82, pp 1045-1047.

METZGER, B.; **Glycerol Combustion**, MSc. Thesis, North Carolina State University, 2007. Raleigh, NC, USA.

MICHELE, G. de; GRAZIADIO, M.; MORELLI, F.; NOVELLI, G.; **Characterization of the spray structure of a large sacale HFO atomizer**. In: International Conference on Liquid Atomization and Sprays Systems, Gaithersburg, MD, USA, 1991. ICLASS-91: Proceedings. Gaithersburg, s.e.d., 1991, pp. 779 – 786.

MILLER-KLEIN ASSOCIATES, **Impact of Biodiesel Production on the Glycerol Market**, U.S.A., October 2006.

MINER, C. S.; DALTON, N. N.; **Glycerol**, American Chemical Society Monograph 117, 1953

MINISTERIO DA INDUSTRIA E COMERCIO, **Obtenção de combustível de óleo vegetal a nível de propriedade rural**, 1985.

MORRISON, L. R.; **Glycerol**, In Encyclopedia of Chemical Technology, New York. Wiley 1994, v. 11, pp. 921-932

MULLINGER, P. J.; CHIGIER, N. A.; **The Design and Performance of Internal Mixing Multijet Twin Fluid Atomizers**, Journal of The Institute of Fuel, vol 47, N° 43, pp 251 – 261, 1974.

MULLINGER, P.; JENKINS, B.; **Industrial and Process Furnaces: Principles, Design and Operation**, 1st ed. 2008, Elsevier Ltd.

NATIONAL INSTRUMENTS, **Explicando a teoria PID**, disponível em:

<http://www.ni.com/white-paper/3782/pt>, acesso: 23.fev.2013.

OBERBERGER, I.; K. JAUSCHNEGG; **Utilization of glycerol from biodiesel plants. European Energy Crops**, InterNetwork, 1998; disponível em:

<http://btgs1.ct.utwente.nl/eeci/archive/biobase/B10288.html>, acesso em 08 Outubro 2011.

OECD SIDS INITIAL ASSESSMENT REPORT, **Glycerol Cas N° 56-81-5**, Paris, 2002, Disponível em: <http://www.inchem.org/documents/sids/sids/56815.pdf>, Acesso em: 12 ago 2010.

OLIVEIRA, F. C. C.; SUAREZ, P. A. Z.; DOS SANTOS, W. L. P.; **Biodiesel: Possibilidades e Desafios**. Química Nova na Escola, n° 28, maio 2008. Brazil.

PACÍFICO, A. L.; **Análise teórico-experimental do escoamento bifásico no interior de bocais nebulizadores do tipo “Y-Jet”**, Tese de Doutorado. Escola Politécnica de São Paulo, 2000.

PAGLIARO, M.; ROSSI, M.; **The Future of Glycerol**, 2nd ed., RSC Green Chemistry Book Series, RSC Publishing, Cambridge UK, 2010, 102 p.

PANCHAGNULA, M. V.; SOJKA, P. E.; **Spatial Droplet Velocity and Size Profiles in Effervescent Atomizer-Produced Sprays**, Fuel, 1999, vol. 78, pp. 729 – 741.

PAPANIKOLAOU, S.; MUNIGLIA, L.; CHEVALOT, I.; AGGELIS, G.; MARC, I.; **Yarrowia lipolytica as a potential producer of citric acid from raw glycerol**, Journal of Applied Microbiology, 2002, vol 92, pp. 737 – 744.

PATZER, R.; NORRIS, M.; DOERING, A.; JORGENSON, R., NEESE, C.; **Stack Emissions Evaluation: Combustion of Crude Glycerin and Yellow Grease in an Industrial Fire Tube Boiler**, Agricultural Utilization Research Institute, 2007, disponível em: <http://www.auri.org/research/Glycerin%20Report%20Final.pdf> , acesso em: 15 outubro 2011.

PEREIRA, P. A. de P.; ANDRADE, J. B.; **Fontes, reatividade e quantificação de metanol e etanol na atmosfera**, Química Nova [on-line], 1998, v. 21, n° 6, pp. 744 – 754, Disponível em: <http://www.scielo.br/pdf/qn/v21n6/2909.pdf>, Acesso em 12 Ago 2010.

PERRY, R.H.; GREEN, D.W., MALONEY, J. O. H.; **Perry's Chemical Engineers' Handbook**, 7th ed., McGraw-Hill; 1997.

PETERSEN, F.J.; WORTS, O.; SCHAEFER, T.; SOJKA, P. E.; **Design and Atomization Properties for an Inside-out Type Effervescent Atomizer**, Drug Development Industrial Pharmaceutical, Vol. 30, pp. 319 – 326, 2004.

PETROBRAS, **Biodiesel B5**, Ficha de informação de segurança de produto químico FISPQ, 2010, Disponível em:

<http://www.br.com.br/wps/wcm/connect/749cd7804277d7bd9130f98e0d787ab7/fispq-oleodiesel-B5-S-500.pdf?MOD=AJPERES&CACHEID=749cd7804277d7bd9130f98e0d787ab7>,

Acesso em 12 ago 2010.

POSADA, J. A.; CARDONA, C. A. y CETINA, D. M. **Bioglicerol como materia prima para la obtención de productos de valor agregado**. En CARDONA, C. A. Avances investigativos en la producción de biocombustibles. Manizales: Artes Graficas Tizán, 2009, pp. 103-127.

PRAMATIK, T.; TRIPATHI, S.; **Biodiesel clean fuel of the future**, Hydrocarbon Process, 2005, n° 84, pp. 49 – 54.

QIAN, L.; LIN, J.; XIONG H.; **A Fitting Formula for Predicting Droplet Mean Diameter for Various Liquid in Effervescent Atomization Spray**, Journal of Thermal Spray Technology, Volume 19, n° 3, 2010, pp. 586 – 601

RAHMAT, N.; ABDULLAH, H. Z.; MOHAMED, A. R.; **Recent progress on innovative and potential technologies for glycerol transformation into fuel additives: A critical review**, Renewable and Sustainable Energy Reviews N° 14, 2010, pp 987–1000.

REVISTA QUÍMICA E DERIVADOS; **Glicerina**, São Paulo, Ed. N° 487, Julho de 2009, disponível em: <http://www.quimica.com.br/pquimica/> , acesso em 21.jul.2011

RINK, K. K.; LEFEBVRE, H. A.; **Influence of drop size and combustion operating condition on pollutant emissions**, Society of Automotive Engineers, 1987, 11 pp.

RIVALDI, J. D.; SARROUH, B. F.; FIORILO, R.; DA SILVA, S. S.; **Glicerol de biodiesel Estratégias biotecnológicas para o aproveitamento do glicerol gerado da produção de biodiesel**, Biotecnologia Ciência & Desenvolvimento - n° 37, 2007/2008, pp. 44 – 51.

RIZKALLA, A. A.; LEFEBVRE, A. H.; **Influence of Liquid Properties on Airblast Atomizer Spray Characteristics**, Journal of Engineering for Power, vol. 97, n°. 2, pp. 173 – 179, 1975

ROESLER, T. C.; LEFEBVRE, A. H.; **Photographic Studies on Aerated-liquid Atomization**, Combustion Fundamentals and Applications, Proceedings of the Meeting of the Central States Section of the Combustion Institute, Indianapolis, USA, paper 3, 1988.

ROESLER, T. C.; LEFEBVRE, A. H.; **Studies on aerated-liquid atomization**, International Journal Turbo Jet Engines, Vol. 6, 1989, pp. 221 – 230

RUSSOMANO, V. H.; **Introdução à Administração de Energia na Indústria**, EDUSP, São Paulo, 1987.

SABOURIN-PROVOST, G.; HALLENBECK, P. C.; **High yield conversion of a crude glycerol fraction from biodiesel production to hydrogen by photofermentation**, Bioresource Technology, vol 100, 2009, pp. 3513–3517

SANTANGELO, P. J.; SOJKA, P. E.; **A Holographic Investigation of the Near-nozzle Structure of an Effervescent Atomizer Produced Spray**, Atomization and Sprays, vol. 5, pp. 137 – 155, 1995.

SANTOS, R. B. dos; SERRATE, J. W.; CALIMAN, L. B.; LACERDA Jr., V.; CASTRO, E. V. R.; **Avaliação do uso do óleo residual usado em fritura para a produção de biodiesel e estudo da transesterificação de óleo de soja com álcoois de cadeia até de quatro carbonos**, Universidade Federal do Espírito Santo, Disponível em: <http://www.biodiesel.gov.br/docs/congresso2007/producao/10.pdf>, Acesso em 12 ago 2010.

SCHIEVANO, A.; D'IMPORZANO, G.; ADANI, F.; **Substituting energy crops with organic wastes and agro-industrial residues for biogas production**, Journal of Environmental Management, 2009, vol. 90, pp. 2537-2541.

SHER, E.; BAR-KOHANY, T.; RASHKOVAN, A.; **Flash Boiling Atomization**, Progress in Energy and Combustion Science, 2008, vol. 34, pp. 417 – 439.

Da SILVA, A. L.; MÜLLER, I. L.; **Thermodynamic study of glycerol-fuelled intermediate-temperature solid oxide fuel cells (IT-SOFCs) with different electrolytes**, International Journal of Hydrogen Energy, 2010, v. 35, pp. 5580 – 5593.

SILVA, L. de L.; **Estudos de óleos residuais oriundos de processos de fritura e qualificação desses para obtenção de monoésteres (biodiesel)**, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Alagoas, Maceió – AL, 2008.

SOAP & DETERGENT ASSOCIATION, **Why Glycerin USP?**, 2000, U.S.A.

SOAP & DETERGENT ASSOCIATION, **Glycerine: An Overview**, New York, 1990.

SOAP & SAPONIFICATION, Disponível em:

[http://seattlecentral.edu/faculty/ptran/bastyr/summer%2007/organic%20lecture/Experiment%204 Soap%20Lecture.pdf](http://seattlecentral.edu/faculty/ptran/bastyr/summer%2007/organic%20lecture/Experiment%204%20Soap%20Lecture.pdf), acesso em 04.dez.2011

SRS Engineering Corporation, 2008, disponível em:

<http://www.srsbiodiesel.com/GlycerinSpecifications.aspx>, acesso em: 04.out.2011.

SUAREZ, P. A. Z.; MENEGUETTI, S. M. P.; MENEGUETTI, M.R.; WOLF, C. R.; **Transformação de triglicerídeos em combustíveis, materiais poliméricos e insumos químicos: algumas aplicações da catálise na oleoquímica**, Química Nova, 2007, vol. 30, pp. 667-676

SOARES, R. R.; SIMONETTI, D. A.; DUMESIC, J. A.; **Glycerol as a source for fuels and chemicals by low-temperature catalytic processing**, Angewandte Chemie, International Edition (2006), 45(24), pp. 3982-3985.

SOJKA, P. E.; LEFEBVRE, A. H.; **A Novel Method of Atomizing Coal-Water Slurry Fuels**, Report N° DOE/PC/79913-T4, 116 pp, 1990.

SOLOMON, B. O.; ZENG, A. P.; BIEBL, H.; SCHLIEKER, H.; POSTEN, C.; DECKWER, W. D.; **Comparison of the energetic efficiencies of hydrogen and oxychemicals formation in *Klebsiella pneumoniae* and *Clostridium butyricum* during anaerobic growth on glycerol**, Journal of Biotechnology, 1995, vol.39, pp. 107–117

SONG, S. H.; LEE, S. Y.; **An Examination of Spraying Performance of Y-Jet Twin Fluid Atomizers: Effect of Mixing Port Length**, In: International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, 1994, Rouen, France, S.E.D. 1994, pp. 616 – 623.

SONG, S. H.; LEE, S. Y.; **Study of atomization mechanism of gas/liquid mixtures flowing through Y-Jet atomizers**. Atomization and Sprays, Vol. 6, pp. 193 – 209, 1996.

SOVANI, S. D.; SOJKA, P. E.; LEFEBVRE, A. H.; **“Effervescent atomization”** , Progress in Energy and Combustion Science, N° 27, 2001, pp. 483 – 521.

STELMACHOWSKI, M.; **Utilization of Glycerol, a By-product of the Transesterification Process of Vegetable Oils: A Review**, Ecological Chemistry and Engineerings, Vol. 18, n° 1, pp. 9 – 30, 2011.

SUTHERLAND J. J.; PANCHAGNULA, M. V.; SOJKA, P. E.; PLESNIAK, M. W.; GORE, J, P.; **Effervescent Atomization at Low Air-Liquid Ratios**, Proceedings of the 8th Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Troy, MI, 1995, pp. 74 – 77.

SUTHERLAND, J. J.; SOJKA, P. E.; PLESNIAK, M. W.; **Ligament Controlled Effervescent Atomization**, Atomization and Sprays, Vol. 7, pp. 383 – 406, 1997.

TAMAKI, N.; SHIMIZU, M.; HIROYASU, H.; **Atomization of High Viscous Liquid jet by Internal Mixing Twin-Fluid Atomizer**, Proceedings of the 19th International Conference of Liquid Atomization and Spray Systems, pp. 412 – 417, 2004

THAMSIRIROJ, T.; MURPHY, J. D. **Can rape seed biodiesel meet the European Union sustainability criteria for biofuels?**, Energy Fuels, 2010, v. 24. pp. 1720 -1730.

THOMPSON, J. C.; HE, B. B.; **Characterization of Crude Glicerol from Biodiesel Production from Multiple Feedstocks**, Applied Engineering in Agriculture, 2006, Vol. 22, n° 2, pp. 261 – 265.

U. S. Environmental Protection Agency - EPA, **Toxicological Review of Acrolein**, CAS No. 107-02-8, EPA/635/R-03/003, 2003.

U.S. SOYBEAN EXPORT COUNCIL INC, **Glycerin Market Analysis**, Indianapolis, U.S.A., 2008

VAZ, V. H. S.; CARVALHO, J. B. R.; SANT'ANNA, M. C.; SILVA, M. S.; **Viabilidade de usina de briquete de casca de coco e glicerina em Sergipe**, II Fórum Brasileiro de Energia, 2010, Bento Gonçalves – RS – Brasil, Disponível em: <http://www.institutoventuri.com.br/energia/trabalhos/05.pdf>.

VIELMO, H. A.; SCHNEIDER, P. S.; SILVA, C. V.; **Ferramenta de Cálculo para Simulação de Processos que Utilizam Gás Natural**, UFRGS - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2001, RS, Brasil.

WADE, R. A.; WEERTS, J. M.; SOJKA, P. E.; GORE, J. P.; **Effervescent Atomization at Injection Pressures in the MPa Range**, Atomization and Sprays, Vol. 9, pp. 651 – 667, 1999.

WANG, X. F.; CHIN, J. S.; LEFEBVRE, A. H.; **Influence of Gas Injector Geometry on Atomization Performance of Aerated-Liquid Nozzles**, International Journal Turbo jet Engines, vol. 6, 1989, pp. 271 – 280.

WESTPHAL, R. V.; JOHNSTON, J. P.; EATON, J. K.; **Experimental Study of Flow Reattachment in Single-Sided Sudden Expansion**, NASA Contractor Report 3765, 1984, 284p.

WITHLOW, J. D.; LEFEBVRE, A. H.; **Effervescent Atomizer Operation and Spray Characteristics**, Atomization and Sprays, vol. 3, pp. 137 – 155, 1993.

YAZDANI, A. A.; GONZÁLEZ, R.; **Anaerobic fermentation of glycerol: a path to economic viability for the biofuels industry**, Current Opinion in Biotechnology, 2007, vol. 18, pp. 213 – 219

YULE, A. J.; NASR, G. G.; BENDING, L. **Industrial Sprays and Atomization: Design, Analysis and Applications**, Springer-Verlag, London, 2002

ZUCROW, M. J.; HOFFMAN, J. D.; **Gas Dynamics**, John Wiley and Sons, 1976, USA

APENDICE 1: Determinação da queda de pressão na expansão brusca do injetor tipo Y (LAVRUKHIN, 2003)

Equação de continuidade: $\dot{m} = \rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2$ (A.1)

Equação de impulso: $\frac{d}{dt}(mV) = p_1 A_1 + p_1 (A_2 - A_1) - p_2 A_2 = p_1 A_1 \left(\frac{A_2}{A_1} \right) - p_2 A_2$ (A.2)

Dividindo pela a vazão mássica:

$$V_2 - V_1 = \frac{p_1 A_1}{\rho_1 A_1 V_1} \left(\frac{A_2}{A_1} \right) - \frac{p_2 A_2}{\rho_2 A_2 V_2} \Rightarrow V_2 - V_1 = \frac{p_1}{\rho_1 V_1} \left(\frac{A_2}{A_1} \right) - \frac{p_2}{\rho_2 V_2}$$
 (A.3)

Utilizando a equação de energia para a secção 1-1 pode-se determinar:

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{k}{k-1} RT_{01} = \frac{k}{k-1} R \frac{k+1}{2} T^* = \frac{k+1}{2(k-1)} a^{*2}$$

Multiplicando por $(k-1)/kV_1$

$$\frac{V_1^2}{2} \frac{k-1}{kV_1} + \frac{k-1}{kV_1} \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{k-1}{kV_1} \frac{k+1}{2(k-1)} a^{*2} \Rightarrow \frac{p_1}{\rho_1 V_1} = \frac{k+1}{2kV_1} a^{*2} - \frac{k-1}{2k} V_1$$
 (A.4)

Analogamente, para a secção 2-2 pode-se encontrar:

$$\frac{p_2}{\rho_2 V_2} = \frac{k+1}{2kV_2} a^{*2} - \frac{k-1}{2k} V_2$$
 (A.5)

Ao substituir as Eqs. (A.4) e (A.5) na parte direita da Eq. (A.3) pode-se obter:

$$V_2 - V_1 = \left(\frac{k+1}{2kV_1} a^{*2} - \frac{k-1}{2k} V_1 \right) \left(\frac{A_2}{A_1} \right) - \left(\frac{k+1}{2kV_2} a^{*2} - \frac{k-1}{2k} V_2 \right)$$

$$\frac{V_2}{a^*} - \frac{V_1}{a^*} = \left(\frac{k+1}{2kV_1} a^* - \frac{k-1}{2k} \frac{V_1}{a^*} \right) \left(\frac{A_2}{A_1} \right) - \left(\frac{k+1}{2kV_2} a^* - \frac{k-1}{2k} \frac{V_2}{a^*} \right)$$

$$\lambda_2 + \frac{k+1}{2k} \frac{1}{\lambda_2} - \frac{k-1}{2k} \lambda_2 = \left(\frac{k+1}{2k} \frac{1}{\lambda_1} - \frac{k-1}{2k} \lambda_1 \right) \left(\frac{A_2}{A_1} \right) + \lambda_1$$

$$\frac{(k+1)}{2k} \left(\lambda_2 + \frac{1}{\lambda_2} \right) = \frac{(k+1)}{2k} \left(\lambda_1 + \frac{1}{\lambda_1} \right) \left(\frac{A_2}{A_1} \right) - \lambda_1 \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right)$$

$$\left(\frac{\lambda_2 + \lambda_2^{-1}}{2} \right) = \left(\frac{\lambda_1 + \lambda_1^{-1}}{2} \right) \left(\frac{A_2}{A_1} \right) - \frac{k}{k+1} \lambda_1 \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right)$$

Somando e subtraindo o primeiro termo do lado direito, pode-se obter:

$$\left(\frac{\lambda_2 + \lambda_2^{-1}}{2}\right) = \left(\frac{\lambda_1 + \lambda_1^{-1}}{2}\right) - \left(\frac{\lambda_1 + \lambda_1^{-1}}{2}\right) + \left(\frac{\lambda_1 + \lambda_1^{-1}}{2}\right) \left(\frac{A_2}{A_1}\right) - \frac{k}{k+1} \lambda_1 \left(\frac{A_2}{A_1} - 1\right)$$

$$\left(\frac{\lambda_2 + \lambda_2^{-1}}{2}\right) = \left(\frac{\lambda_1 + \lambda_1^{-1}}{2}\right) + \left(\frac{\lambda_1 + \lambda_1^{-1}}{2}\right) \left(\frac{A_2}{A_1} - 1\right) - \frac{k}{k+1} \lambda_1 \left(\frac{A_2}{A_1} - 1\right)$$

$$\left(\frac{\lambda_2 + \lambda_2^{-1}}{2}\right) = \left(\frac{\lambda_1 + \lambda_1^{-1}}{2}\right) + \left(\frac{\lambda_1}{2} + \frac{1}{2\lambda_1} - \frac{k}{k+1} \lambda_1\right) \left(\frac{A_2}{A_1} - 1\right)$$

$$\left(\frac{\lambda_2 + \lambda_2^{-1}}{2}\right) = \left(\frac{\lambda_1 + \lambda_1^{-1}}{2}\right) + \frac{1}{2\lambda_1} \left(\lambda_1^2 + 1 - \frac{2k}{k+1} \lambda_1^2\right) \left(\frac{A_2}{A_1} - 1\right)$$

$$\left(\frac{\lambda_2 + \lambda_2^{-1}}{2}\right) = \left(\frac{\lambda_1 + \lambda_1^{-1}}{2}\right) + \left(\frac{A_2}{A_1} - 1\right) \frac{1}{2\lambda_1} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2\right)$$