

OTIMIZAÇÃO HIDRÁULICA E MANEJO DE INJETORES TIPO VENTURI DUPLO PARA FINS DE QUIMIGAÇÃO

JOSÉ CRISPINIANO FEITOSA FILHO

Engenheiro Agrônomo

Orientador: Prof. Dr. **TARLEI ARRIEL BOTREL**

Tese apresentada à Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz" Universidade de São Paulo, para obtenção do título de Doutor em Agronomia, Área de Concentração: Irrigação e Drenagem.

PIRACICABA
Estado de São Paulo - Brasil
Julho - 1998

ERRATA

Pág.	Linha	Onde se lê	Leia-se
12	eq. (1)	$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + h_1 = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + hf_{(1-2)}$	$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + hf_{(1-2)}$
44	eq.(25)	$F = \sum (q^c - q)^2$	$F = \sum (q' - q)^2$
56	16	... desse esse último registro	... desse último registro
60	eq.(41)	$m = P\theta$	$m = \rho \theta$
79	12	... através das eq. (49) e (34)	... através das eq. (60) e (46)
89	Fig. (15)	Variáveis do eixo x e y no plural	Variáveis do eixo x e y no singular
96	Fig. (16)	Variáveis do eixo x e y no plural	Variáveis do eixo x e y no singular
111	Fig.(17)	Variáveis do eixo x e y no plural	Variáveis do eixo x e y no singular
112	Fig.(18)	Variáveis do eixo x e y no plural	Variáveis do eixo x e y no singular
126	Fig.(19)	Variáveis do eixo x e y no plural	Variáveis do eixo x e y no singular
127	Fig.(20)	Variáveis do eixo x e y no plural	Variáveis do eixo x e y no singular
128	Fig.(21)	Variáveis do eixo x e y no plural	Variáveis do eixo x e y no singular
130	Fig.(22)	Variáveis do eixo x e y no plural	Variáveis do eixo x e y no singular
132	Fig.(23)	Variáveis do eixo x e y no plural	Variáveis do eixo x e y no singular
133	Fig.(24)	Variáveis do eixo x e y no plural	Variáveis do eixo x e y no singular
142	Fig.(25)	Variáveis do eixo x e y no plural	Variáveis do eixo x e y no singular
143	Fig.(26)	Variáveis do eixo x e y no plural	Variáveis do eixo x e y no singular
144	Fig.(27)	Variáveis do eixo x e y no plural	Variáveis do eixo x e y no singular

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
DIVISÃO DE BIBLIOTECA E DOCUMENTAÇÃO - Campus "Luiz de Queiroz"/USP

Feitosa Filho, José Crispiniano

Otimização hidráulica e manejo de injetores tipo Venturi duplo para fins de quimigação / José Crispiniano Feitosa Filho. - - Piracicaba, 1998.

164 p. : il.

Tese (doutorado) - - Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz, 1998.
Bibliografia.

1. Equipamento agrícola 2. Fertirrigação 3. Hidráulica agrícola 4. Irrigação 5. Modelo matemático 6. Programa de computador 7. Quimigação I. Título

CDD 631.7

À memória de minha mãe, dona **Zefinha**

À memória de meu pai, **José**

À minha esposa, **Cléa-Maria**

Ao nosso filho, **Hewerton Pablo**

DEDICO

AGRADECIMENTOS

À Deus, pela fé e perseverança em todos os momentos.

À Universidade Federal da Paraíba, pela liberação e concessão em realizar o curso.

Aos Professores José Ivanildo de Vasconcelos e Nivaldo Timóteo de Arruda, Ex-Diretor do Centro de Ciências Agrárias e Ex-Chefe do Departamento de Solos e Engenharia Rural, respectivamente, pelo apoio durante a liberação para realização do curso.

À Universidade de São Paulo, por intermédio do Departamento de Engenharia Rural, pela acolhida na realização do Curso de Doutorado em Irrigação e Drenagem.

À CAPES/PICD, pelo apoio financeiro.

À minha esposa Cléa-Maria, pelo apoio, pelo incentivo e pelo acompanhamento durante todo o período do curso.

Ao Professor, orientador e amigo Dr. Tarlei Arriel Botrel pela orientação e pelas oportunas sugestões no aprimoramento deste trabalho.

Aos Professores Dr. José Antonio Frizzone, Dr. Marcos Vinicius Folegatti, Dr. José Renato Zanini, Dr. Antonio Sanches de Oliveira e Dr. Dirceu Brasil Vieira pelas correções e sugestões para o aprimoramento do trabalho.

Aos Funcionários Antônio Cesar Souza Rocha, José Figueiredo e Hélio Toledo Gomes que tanto ajudaram na confecção dos injetores e na instalação do experimento, etapas importantes na realização do trabalho, um especial reconhecimento. Enfim, a todos que direta ou indiretamente colaboraram para que este trabalho fosse realizado com êxito.

SUMÁRIO

	Página
LISTA DE FIGURAS.....	viii
LISTA DE TABELAS.....	xi
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xiii
RESUMO.....	xvi
SUMMARY.....	xviii
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO DE LITERATURA.....	5
2.1. O instrumento Venturi.....	5
2.2. O instrumento Venturi como injetor de fluido na água de irrigação.....	9
2.3. Condições requeridas para o funcionamento do injetor.....	13
2.4. Limites operacionais dos injetores.....	19
2.5. Parâmetros hidráulicos que influem no funcionamento do injetor.....	20
2.5.1. Pressão de serviço.....	21
2.5.2. Diferenciais de pressão	22
2.5.3. Vazão motriz.....	23
2.5.4. Taxa de depressão.....	24
2.5.5. Ângulos das secções convergente e divergente do injetor..	25
2.5.6. Relação entre as áreas dos bocais na câmara de mistura...	26
2.5.7. Distância entre os bocais convergente e divergente do injetor.....	27
2.6. Desempenho dos injetores.....	28
2.7. Rendimento do injetores.....	30
2.8. Perdas de carga localizadas no injetor e no sistema de injeção...	31
2.9. Formas de instalação do injetor na tubulação de abastecimento..	35
2.9.1. Instalação do injetor tipo Venturi diretamente na linha.....	36
2.9.2. Instalação em paralelo.....	37
2.9.3. Instalação do injetor na tubulação de derivação.....	38
2.9.4. Instalação que utiliza sistema constituído por injetor duplo.	38

	Página
2.10. Critérios de seleção de injetores para a quimigação.....	40
2.11. Programa de computador para otimizar o manejo de sistema de instalação constituído por injetor tipo Venturi duplo.....	41
2.12. Avaliação e validação dos modelos.....	43
3. MATERIAL E MÉTODOS.....	47
3.1. Caracterização e dimensões dos injetores.....	47
3.2. Caracterização do sistema de instalação que utiliza injetor tipo Venturi duplo.....	50
3.3. Parâmetros hidráulicos estabelecidos e testes realizados.....	51
3.4. Esquema da instalação do experimento em laboratório.....	54
3.5. Referenciais estabelecidos para execução da pesquisa.....	58
3.5.1. Dedução das fórmulas para obter os parâmetros básicos...	58
3.5.1.1. Dedução da fórmula para calcular o rendimento no injetor tipo Venturi.....	58
3.5.1.2. Dedução da fórmula para calcular as perdas de carga localizadas no injetor tipo Venturi.....	62
3.5.2. Procedimentos estabelecidos para definir o funcionamento da instalação que utiliza injetor tipo Venturi duplo.....	64
3.5.2.1. Modelo matemático definido para expressar o funcionamento de sistema que utiliza injetor tipo Venturi duplo.....	65
3.5.2.2. Condições estabelecidas para elaborar o programa de computador que define o funcionamento e otimização de sistemas com injetor.....	70
3.6. Considerações sobre o programa de computador desenvolvido...	72
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	79
4.1. Dados dos injetor de 25 mm instalado diretamente na tubulação de abastecimento operando com a tubulação de sucção em condições de depressão.....	79
4.2. Dados dos injetor de 40 mm instalado diretamente na tubulação de abastecimento operando com a tubulação de sucção em condições de depressão.....	92

	Página
4.3. Dados dos injetores de 32 mm; 40 mm; 50 mm e 60 mm instalados diretamente na tubulação de abastecimento com a tubulação de sucção trabalhando em condições de depressão ou pressurizada.....	98
4.4. Desempenho e manejo do sistemas com injetor tipo Venturi duplo.....	114
4.4.1. Desempenho do sistema com injetor tipo Venturi duplo....	114
4.4.2. Análise comparativa do desempenho do injetor instalado diretamente na tubulação de abastecimento em relação a forma de instalação que utiliza injetor tipo Venturi duplo.....	131
4.5. Equações de regressão das vazões succionadas em função dos diferenciais de pressão dos injetores individuais e aqueles constituintes do sistema com injetor duplo.....	135
4.6. Validação do programa e do modelo matemático deduzido para definir o funcionamento e o manejo com sistema de instalação com injetor duplo	138
5. CONCLUSÕES.....	146
6. RECOMENDAÇÕES FINAIS.....	147
ANEXO.....	148
Programa VENTUMET.....	149
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	150
APÊNDICES.....	157
Apêndice 1. Equações das vazões succionadas em função dos diferenciais de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura, entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante dos injetores de 60 mm, 50 mm, 40 mm e 32 mm trabalhando com a tubulação de sucção em condições de depressão ou pressurizada nas pressões de serviço, variando de 15 mca até 70 mca considerando as pressões de serviço e os diferenciais de pressão em coluna de água.....	158

Apêndice 2. Equações das vazões succionadas em função dos diferenciais de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura, entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante dos injetores de 40 mm, 32 mm, 25 mm e 20 mm trabalhando com a tubulação de sucção em condições de depressão nas pressões de serviço, variando de 15 mca até 70 mca considerando as pressões de serviço e os diferenciais de pressão em coluna de água.....	158
Apêndice 3. Pressão de serviço (P_1), depressão (P_2), pressão pós-injetor (P_3), vazão motriz (Q_{motriz}), vazão succionada ($Q_{sucção}$) e vazão total (Q_{total}) com injetor de 40 mm.....	159
Apêndice 4. Diferenciais de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro a sua jusante (Dif_{1-3}), entre um ponto a montante e outro na câmara de mistura (Dif_{1-2}), entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor (Dif_{2-3}), perdas de carga (hf), rendimentos ($Rend.$) e porcentagem das perdas de carga em relação à pressão de serviço ($\%hf$) com o injetor de 40 mm.....	162

LISTA DE FIGURAS

		Página
1	Fotografia com detalhes do medidor de vazão tipo Venturi.....	6
2	Esquema do injetor tipo Venturi simples.....	10
3	Esquema do injetor tipo Venturi com câmara de mistura.....	10
4	Esquema do princípio de funcionamento do injetor tipo Venturi..	12
5	Condições requeridas para haver a sucção pelo injetor tipo Venturi.....	13
6	Detalhes do injetor tipo Venturi que foi construído e utilizado no trabalho e parte dos seus componentes	49
7	Esquema da instalação de um sistema com injetor tipo Venturi duplo.....	50
8	Esquema da montagem do experimento em laboratório.....	52
9	Esquema da instalação utilizada para obter os dados em laboratório.....	55
10	Vista da montagem do experimento em laboratório e parte dos equipamentos e dos injetores utilizados para a tomada dos dados.....	57
11	Esquema utilizado para formular o modelo matemático que define o funcionamento do sistema com injetor tipo Venturi duplo.....	66
12	Esquema dos dados de entrada e de saída para o dimensionamento de injetores tipo Venturi e detalhes das partes dos seus bocais.....	75
13	Esquema dos dados de saída para o manejo do sistema de instalação constituído por injetor duplo tipo Venturi.....	76
14	Fluxograma para determinar os diferenciais de pressão e definir o funcionamento de injetores duplos a partir dos dados dos injetores individuais.....	77
15	Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e outro pós-injetor de 25 mm.....	89
16	Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão entre um ponto na câmara de mistura e um ponto pós-injetor de 40 mm.....	96

	Página
17	Vazões succionadas em função das depressões e das pressões na tubulação de sucção com o injetor de 32 mm (a) e 40 mm (b)..... 111
18	Vazões succionadas em função das depressões e das pressões na tubulação de sucção com o injetor de 50 mm (a) e 60 mm (b)..... 112
19	Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e um ponto na saída do sistema com o injetor duplo de 40 mm x 25 mm..... 126
20	Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão entre um ponto na câmara de mistura e um ponto na saída do sistema com o injetor duplo de 50 mm x 25 mm..... 127
21	Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e um ponto na saída do sistema com o injetor duplo de 60 mm x 25 mm..... 128
22	Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função conjunta dos dois diferentes diferenciais de pressão com o injetor duplo de 60 mm x 25 mm..... 130
23	Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão com o injetor de 25 mm funcionando instalado diretamente na linha e em sistema com o injetor duplo de 60 mm..... 132
24	Vazões succionadas a 196,12 kPa (a), 392,24 kPa (b) e 588,36 kPa (c) com os injetores de 25 mm e 40 mm trabalhando individualmente instalados diretamente na tubulação e com sistema duplo de 40 mm x 25 mm em função do diferencial de pressão entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor ou sistema..... 133
25	Dados fornecidos pelo programa e dados experimentais com o injetor duplo de 40 mm x 25 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa (a), 490,30 kPa (b) e 588,36 kPa(c)..... 142
26	Dados fornecidos pelo programa e dados experimentais com o injetor duplo de 40 mm x 32 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa (a), 490,30 kPa (b) e 588,36 kPa(c)..... 143

27	Dados fornecidos pelo programa e dados experimentais com o injetor duplo de 60 mm x 25 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa (a), 490,30 kPa (b) e 588,36 kPa (c).....	144
----	---	-----

LISTA DE TABELAS

	Página
1 Pressões de serviço (P_1), depressão (P_2), pressão pós-injetor (P_3), vazão motriz (Q_{motriz}), vazão succionada ($Q_{sucção}$) e vazão total (Q_{total}) com injetor de 25 mm.....	80
2 Pressão de serviço (P_1), diferencial de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro a jusante (Dif_{1-3}), entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura (Dif_{1-2}), entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor (Dif_{2-3}), perdas de carga (hf), rendimentos ($Rend.$) e porcentagem das perdas de carga em relação à pressão de serviço ($\%hf$) com o injetor de 25 mm.....	85
3 Pressão de serviço (P_1), depressão (P_2), pressão pós-injetor (P_3), vazão motriz (Q_{motriz}), vazão succionada ($Q_{sucção}$) e vazão total (Q_{total}) com injetor de 40 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa, 92,24 kPa e 588,36 kPa.....	93
4 Diferenciais de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro a sua jusante (Dif_{1-3}), entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura (Dif_{1-2}), entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor (Dif_{2-3}), perdas de carga (hf), rendimentos ($Rend.$) e porcentagem das perdas de carga em relação à pressão de serviço ($\%hf$) com o injetor de 40 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa, 392,24 kPa e 588,36 kPa.....	94
5 Pressão de serviço (P_1), depressão (P_2), pressão pós-injetor (P_3), vazão motriz (Q_{motriz}), vazão succionada ($Q_{sucção}$) e vazão total (Q_{total}) com o injetor de 40 mm com a tubulação de sucção em condições de depressão ou pressurizada.....	99
6 Pressão de serviço (P_1), diferencial de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro a jusante (Dif_{1-3}), entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura (Dif_{1-2}), entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor (Dif_{2-3}), perdas de carga e rendimentos com o injetor de 40 mm trabalhando individualmente com a tubulação de sucção em condições de depressão ou pressurizada.....	105
7 Pressão de serviço (P_1), pressão a montante do injetor principal ($P_1 A$), pressão a montante do injetor secundário ($P_1 B$), depressão (P_2), pressão pós-injetor secundário (P_3), pressão na saída do sistema (P_5), vazão motriz do injetor principal ($Q_{mot. A}$), vazão motriz do injetor secundário ($Q_{mot B}$)	

	Página
vazão succionada ($Q_{succ\tilde{o}}n$) e vazão total (Q_{total}) com o injetor duplo de 40 mm x 25 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12, kPa, 392,24 kPa e 588,36 kPa	115
8 Pressões a montante do sistema (P_s), diferencial de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro a jusante ($Dif_{(1-4)}$), entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura ($Dif_{(1-2)}$), entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor ($Dif_{(2-4)}$), perda de carga (h_f), rendimento e porcentagem das perda de carga em relação à pressão de serviço (% h_f) com o injetor duplo de 40 mm x 25 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa, 392,24 kPa e 588,36 kPa.....	119
9 Equações das vazões succionadas em função dos diferenciais de pressão entre um ponto a montante do injetor o outro na câmara de mistura, entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante dos injetores de 60 mm, 50 mm, 40 mm e 32 mm trabalhando com a tubulação de sucção em condições de depressão ou pressurizada, nas pressões de serviço variando de 147,09 kPa até 686,42 kPa.....	136
10 Equações das vazões succionadas em função dos diferenciais de pressão entre um ponto a montante do injetor o outro na câmara de mistura, entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante dos injetores de 40 mm, 32 mm, 25 mm e 20 mm, trabalhando com a tubulação de sucção em condições de depressão, nas pressões de serviço variando de 147,09 kPa até 686,42 kPa.....	136
11 Dados fornecidos pelo programa, dados experimentais, porcentagem relativa dos erros das vazões succionadas e demais índices para a validação com o injetor duplo de 40 mm x 25 mm trabalhando na pressão de serviço de 196,12 kPa.....	139
12 Dados fornecidos pelo programa, dados experimentais, porcentagem relativa dos erros das vazões succionadas e demais índices para a validação com o injetor duplo de 40 mm x 25 mm trabalhando na pressão de serviço de 490,30 kPa.....	139
13 Dados fornecidos pelo programa, dados experimentais, porcentagem relativa dos erros das vazões succionadas e demais índices para a validação com o injetor duplo de 40 mm x 25 mm trabalhando na pressão de serviço de 588,36 kPa.....	140

LISTA DE SÍMBOLOS

ρ - massa específica dos fluidos, kg m^{-3} ;

γ - peso específico do fluido, N m^{-3} ;

ε - relação entre a diferença da pressão na tubulação de saída do injetor e a depressão na câmara de mistura, pela diferença entre a pressão na entrada do injetor e a pressão na tubulação de saída do injetor, adimensional;

σ - relação entre a vazão succionada em relação à vazão motriz, adimensional;

η - rendimento do injetor, %;

θ - volume do fluido motriz, m^{-3} ;

Δh - diferencial de pressão entre pontos no injetor tipo Venturi, Pa;

Δt - variação do tempo, s;

A_1 - área da secção a montante do injetor, m^2 ;

A_2 - área da tubulação de sucção, m^2 ;

A_{b_c} - área do bocal convergente, m^2 ;

A_{b_d} - área do bocal divergente, m^2 ;

C_c - coeficiente de contração do bocal, adimensional;

C_d - coeficiente de descarga do bocal, adimensional;

C_{pred} - coeficiente de predição, adimensional;

C_v - coeficiente de velocidade no bocal, adimensional;

D_1 - diâmetro da tubulação na secção do ponto P_1 da Figura 2, m;

D_2 - diâmetro da tubulação na secção do ponto P_2 da Figura 2, m;

D_3 - diâmetro da tubulação a jusante do injetor, m;

db_c - diâmetro do bocal convergente, m^2 ;

db_d - diâmetro do bocal divergente, m^2 ;

$Dif_{(1-4)}$ - diferencial de pressão entre os pontos (P_{t_1} e P_{t_4}) no sistema com injetor duplo, Pa;

$Dif_{(1-2)}$ - diferencial de pressão entre os pontos (P_{t_1} e P_{t_2}), Pa;

$Dif_{(1-3)}$ - diferencial de pressão entre os pontos (P_{t_1} e P_{t_3}), Pa;

$Dif_{(2-3)}$ - diferencial de pressão entre os pontos (P_{t_2} e P_{t_3}), Pa;

$Dif_{(2-4)}$ - diferencial de pressão entre pontos (P_{t_2} e P_{t_4}), Pa;

- E - índice de eficiência do modelo, adimensional;
- E_1 - energia no ponto a montante do injetor, mca;
- E_2 - energia na tubulação de sucção, mca;
- E_3 - energia na tubulação a jusante do injetor, mca;
- g - aceleração da gravidade local, $m\ s^{-2}$;
- H_1 - energia de pressão por unidade de peso na entrada do injetor, mca;
- H_2 - energia de pressão por unidade de peso na câmara de mistura, mca;
- H_3 - energia de pressão por unidade de peso na tubulação pós-injetor, mca;
- hf - perdas de carga localizada, Pa;
- hf' - perdas de energia, joule;
- m - massa do líquido, kg;
- P_1 - pressão em um ponto a montante do injetor simples, Pa;
- P_2 - sucção na câmara de mistura do injetor simples, Pa;
- P_3 - pressão na tubulação pós-injetor simples, Pa;
- Pe - pressão de serviço na entrada do injetor, Pa;
- Perros - porcentagem relativa dos erros, %;
- Ps - pressão na saída do injetor, Pa;
- Pt_1 - pressão no ponto instalado a montante no sistema, Pa;
- Pt_2 - depressão na tubulação de sucção do injetor secundário no sistema com injetor duplo, Pa;
- Pt_3 - pressão no ponto instalado a jusante do injetor secundário no sistema com injetor duplo, Pa;
- Pt_4 - pressão no ponto instalado a jusante do injetor principal no sistema com injetor duplo, Pa;
- Q_1 - vazão motriz do fluido na tubulação a montante do injetor, $m^3\ s^{-1}$;
- Q_2 - vazão do fluido na tubulação de sucção, $m^3\ s^{-1}$;
- Q_3 - vazão do fluido na tubulação a jusante do injetor, $m^3\ s^{-1}$;
- V_1 - velocidade do fluido na secção a montante do injetor, $m\ s^{-1}$;
- V_2 - velocidade do fluido na tubulação de sucção, $m\ s^{-1}$;

V_3 - velocidade do fluido na tubulação a jusante do injetor, $m s^{-1}$;

Val.média - média dos valores obtidos experimentalmente;

Vcalc - valores calculados ou previstos no modelo; e

Vobt - valores obtidos experimentalmente.

OTIMIZAÇÃO HIDRÁULICA E MANEJO DE INJETORES TIPO VENTURI DUPLO PARA FINS DE QUIMIGAÇÃO

Autor: JOSÉ CRISPINIANO FEITOSA FILHO

Orientador: Prof. Dr. TARLEI ARRIEL BOTREL

RESUMO

Um experimento foi instalado no Laboratório de Hidráulica da Escola Superior de Agricultura “Luiz de Queiroz”, da Universidade de São Paulo, com objetivo de avaliar alternativas de manejo de injetores tipo Venturi que permitissem seu uso além dos sistemas de irrigação que utilizam baixa pressão, também, naqueles que operam em condições de média e de altas pressões.

Avaliou-se o desempenho de injetores tipo Venturi de diferentes dimensões, considerando diferentes formas de instalação em relação a tubulação principal: instalação do injetor diretamente na tubulação, instalação do injetor numa derivação tipo “by-pass” e instalação que utiliza dois injetores tipo Venturi trabalhando constituindo um sistema único.

Definiu-se um modelo matemático e um programa de computador que possibilitaram estabelecer os parâmetros hidráulicos e otimizar combinações de injetores nesta última forma de instalação. Trabalhou-se com os injetores de diâmetros nominais de entrada e de saída de 60 mm, 50 mm, 40 mm e 32 mm que funcionaram como instrumentos principais, juntamente com outros de diâmetros nominais de 40 mm, 32 mm, 25 mm e 20 mm que funcionaram como secundários nas diferentes combinações testadas entre esses injetores. Os parâmetros avaliados foram: vazão succionada, vazão motriz, vazão total do sistema, rendimento, perdas de carga e limite

operacional de cada injetor e forma de instalação nas pressões de serviço variando de 147,09 kPa até 686,42 kPa.

Os resultados comprovaram que o modelo matemático planejado e desenvolvido representou adequadamente o funcionamento do sistema que utiliza injetores tipo Venturi duplo, principalmente nas condições de média e de alta pressões e diferenciais de pressão.

A instalação que utiliza injetor duplo permitiu ampliar o limite operacional desses injetores, principalmente nas pressões de serviço e nos diferenciais de pressão mais elevados. As dimensões dos injetores influenciaram nas vazões succionadas e quanto menor foi a dimensão do injetor secundário em relação à do injetor principal, melhor foi o desempenho do sistema.

O limite operacional do sistema de instalação, constituído por dois injetores tipo Venturi, apresentou-se diretamente relacionado a dois diferenciais de pressão. Sendo que o diferencial de pressão que considera um ponto antes do sistema e outro na câmara de mistura influenciou mais as vazões succionadas, e o rendimento que o diferencial de pressão que considera um ponto na câmara de mistura e outro na saída do sistema.

As equações representativas dos parâmetros hidráulicos de cada injetor permitiram estabelecer um manejo adequado das diferentes formas de instalações e foram de fundamental importância no modelo matemático e no funcionamento do programa de computador desenvolvidos.

HYDRAULIC OTIMIZATION AND HANDLING OF VENTURI TYPE DOUBLE INJECTORS FOR ENDS OF CHEMIGATION

Author: JOSÉ CRISPINIANO FEITOSA FILHO
Adviser: Prof. Dr. TARLEI ARRIEL BOTREL

SUMMARY

The experiment was installed in the Laboratory of Hydraulics, at the Superior School of Agriculture "Luiz de Queiroz" at the University of São Paulo with objective of evaluating alternatives of handling of type Venturi injectors that allowed its use besides the irrigation systems, that use low pressure also in those that operate in average conditions and of high pressures.

The acting of injectors type was evaluated Venturi of different dimensions considering different installation forms in relation to main lines: installation of the injector directly in the lines, installation of the injector in a derivation type "by-pass" and installation that uses two type Venturi injectors working constituting an only system.

It was defined a mathematical model and a computer program that facilitated to establish the hydraulic parameters and to improve injectors combinations in this last installation form. It worked with the injectors of nominal diameters of entrance and of exit of 60 mm, 50 mm, 40 mm and 32 mm that they worked as main instruments, together with others of nominal diameters of 40 mm, 32 mm, 25 mm and 20 mm that working as secondary in the different combinations tested among those injectors. The appraised parameters were: suctions flow , motive flow, total suction of the system, efficiency, head losses and operational limit of each injector and installation form in the service pressures varying of 147,09 kPa to 686,42 kPa.

The results checked that the planned and developed mathematical model represented the operation of the system that uses type Venturi double injector, mainly in the average conditions appropriately and of high pressures and pressure differential.

The installation that uses double injector allowed to enlarge the operational limit of those injectors mainly, in the service pressures and pressure differential us of higher pressure. The dimensions of the injectors influenced in the suction flow and as minor went to dimension of the secondary injector in relation to the one of the main injector, best was the acting of the system.

The operational limit of the installation system, constituted by two injectors type Venturi came directly related for two pressure differential. And the pressure differential that considers a point before the system and another in the mixing chamber influenced more the suction flow and the efficiency that the pressure differential that considers a point in the mixing chamber and another in the exit of the system.

The representative equations of the hydraulic parameters of each injector allowed to establish an adapted handling in the different ways of facilities and they were of fundamental importance in the mathematical model and in the operation of the developed computer program.

1. INTRODUÇÃO

Com o surgimento dos sistemas de irrigação localizada, seu uso como meio condutor e distribuidor de produtos químicos junto com a água de irrigação tornou-se prática utilizada por muitos irrigantes que pretendem fazer da irrigação uma atividade tecnicamente viável e economicamente rentável.

A aplicação de produtos químicos através da água de irrigação é conhecida atualmente como **Quimigação** e tem nos sistemas de irrigação pressurizados, a exemplo da irrigação por gotejamento, por pivô-central e por microaspersão, o uso mais recomendado. Dentre as vantagens desta prática em relação às aplicações tradicionais, têm-se maior eficiência dos produtos aplicados, menor custo com mão-de-obra para se fazerem as aplicações o que leva a possibilidade de maximizar economicamente a irrigação.

Para fazer a quimigação, há necessidade de que o sistema de irrigação seja dotado de um injetor para introduzir a solução contendo os produtos que se deseja conduzir junto com a água de irrigação. Existem diversos tipos de injetores, que variam segundo a forma de energia utilizada para seu funcionamento, seus custos e suas eficiências. A escolha do tipo de injetor depende das condições operacionais de cada projeto, do tipo de energia disponível no local de trabalho e da facilidade operacional do instrumento.

Dentre os injetores mais utilizados, atualmente há boa aceitação do injetor tipo Venturi, por se tratar de um instrumento de fácil manuseio e custo relativamente baixo se comparado com outros tipos de injetores (Lopez 1998).

Quando se trabalha com esse injetor, a solução contendo o produto químico a ser aplicado é preparada e mantida num reservatório aberto ou fechado, de onde é succionada e incorporada ao fluido motriz que passa por ele. A partir daí, a mistura é conduzida e distribuída no solo ou sobre as culturas irrigadas. Seu funcionamento se faz por meio de uma pressão efetiva negativa (sucção), não possui peças móveis e apresenta eficiência aceitável nesse tipo de operação. Além dessa aplicação o instrumento Venturi apresenta outras potencialidades de uso relacionadas à Engenharia e à Agricultura.

a) Identificação dos problemas

Os órgãos de pesquisas realizaram ultimamente importantes trabalhos relacionados à prática da quimigação, porém, pouco se fez em relação aos injetores, instrumentos indispensáveis na quimigação.

A maioria dos injetores tipo Venturi utilizados no Brasil são importados, fabricados em PVC ou polipropileno, com uso limitado aos sistemas de irrigação que operam em condições de baixa e de média pressão. Embora seja considerado um instrumento de fácil manuseio, seu funcionamento depende de parâmetros hidráulicos interdependentes, de modo que quando há variação em um deles pode condicionar variações direta nos demais. Isso requer um controle preciso destes parâmetros para que o instrumento funcione adequadamente, em particular quando as dosagens dos produtos na água de irrigação são pequenas, a exemplo dos micronutrientes.

Trabalhos experimentais têm demonstrado que as vazões succionadas por esses injetores dependem diretamente das pressões de serviço, das vazões motrizes, de diferenciais de pressão e das dimensões de cada instrumento (Feitosa Filho et al., 1997c).

O reduzido limite operacional e as altas perdas de carga no injetor tipo Venturi constituem seus principais problemas principalmente, quando é instalado diretamente na tubulação condutora da vazão motriz, ou linha principal do sistema de irrigação (Shani, 1983).

A forma de instalação do injetor refere-se ao modo como é feito seu acoplamento em relação à tubulação principal do sistema de irrigação. Dependendo das condições hidráulicas disponíveis no local, a exemplo: da pressão de serviço, da vazão motriz, do diferencial de pressão, etc., das próprias dimensões do injetor, três formas de instalação são recomendadas (Nathan, 1994):

- a) instalação do injetor diretamente na linha de abastecimento;
- b) instalação do injetor em paralelo; e
- c) instalação do injetor por meio de uma derivação tipo “by-pass”.

Compreendidas nestas três formas, existem diversas subformas recomendadas em condições específicas de uso. Uma subdivisão da instalação em paralelo consiste em associar dois injetores tipo Venturi num mesmo sistema, de modo que ambos trabalhem simultaneamente com a mesma pressão de serviço a montante, porém, com diferentes pressões a jusante. Essa forma de instalação, embora pouco estudada, pode ser uma alternativa para ampliar o limite operacional do injetor e permitir seu uso em sistemas de irrigação que operam em médias e altas pressões.

b) Hipóteses

- a) sendo a vazão succionada pelo injetor tipo Venturi dependente de diferenciais de pressão haverá no sistema constituído por injetor duplo

diferenciais de pressão específicos que permitam defini-la nesse tipo de instalação; e

b) confirmada a primeira hipótese e conhecendo-se pelo menos dois dos diferenciais de pressão dos injetores operando isoladamente pode-se definir um modelo matemático para avaliar o desempenho do conjunto injetor.

c) Objetivos

- estudar o funcionamento hidráulico e os parâmetros relacionados ao desempenho operacional de um sistema injetor tipo Venturi duplo;
- desenvolver um modelo matemático para prever as características hidráulicas de um sistema injetor duplo em função das características de injetores individuais;
- codificar um programa de computador para solucionar o modelo matemático proposto;
- validar o modelo e o programa desenvolvido; e
- utilizar o programa de computador para simular combinações de injetores operando no sistema duplo e alternativas de manejo em condições de médias e altas pressões e de diferenciais de pressão.

2. REVISÃO DE LITERATURA

2.1. O instrumento Venturi

Kaufmann (1963) cita que Daniel Bernoulli, cientista suíço, em 1738 trabalhando com hidrodinâmica concluiu que um fluido escoando num sistema fechado e em regime permanente está submetido à ação de três formas de energia: a) energia de posição, devido à altura do instrumento em relação a um referencial; b) energia de pressão, devido à pressão que impulsiona o fluido no interior da tubulação; e c) energia cinética, condicionada pela velocidade do fluido no interior do instrumento.

Ele demonstrou, que o somatório dessas três formas de energia se mantém constante em quaisquer pontos considerados no sistema funcionando com um fluido perfeito. Essa descoberta originou um dos princípios hidráulicos mais utilizados até hoje na Engenharia, que se conhece como **Teorema de Bernoulli**. Pelo princípio de Bernoulli, uma forma de energia é transformada em outra cada vez que há modificação na secção transversal da tubulação. Assim, se houver alteração no diâmetro da tubulação, a velocidade do fluido por sua vez também é modificada, aumentando ou diminuindo, conforme se diminua ou aumente o diâmetro da tubulação, respectivamente. Como energia não pode ser criada nem destruída, a transformação da energia de pressão em energia cinética (velocidade) precisa ser compensada com o aumento ou com a redução de outra forma de energia, para que o balanço energético do sistema permaneça inalterado.

Delmée (1983) relata que G. B. Venturi em 1797 foi o primeiro pesquisador a utilizar o princípio defendido por Bernoulli nas experimentações, com movimento de fluidos em tubulações fechadas. Clemens Herschel, somente 90 anos depois, idealizou e criou o medidor de vazão mundialmente utilizado e que, em homenagem ao primeiro pesquisador, recebeu o nome de **Medidor de Vazão tipo Venturi**. A Figura 1 apresenta fotografia com detalhes desse medidor, instrumento que originou o injetor de mesmo nome.

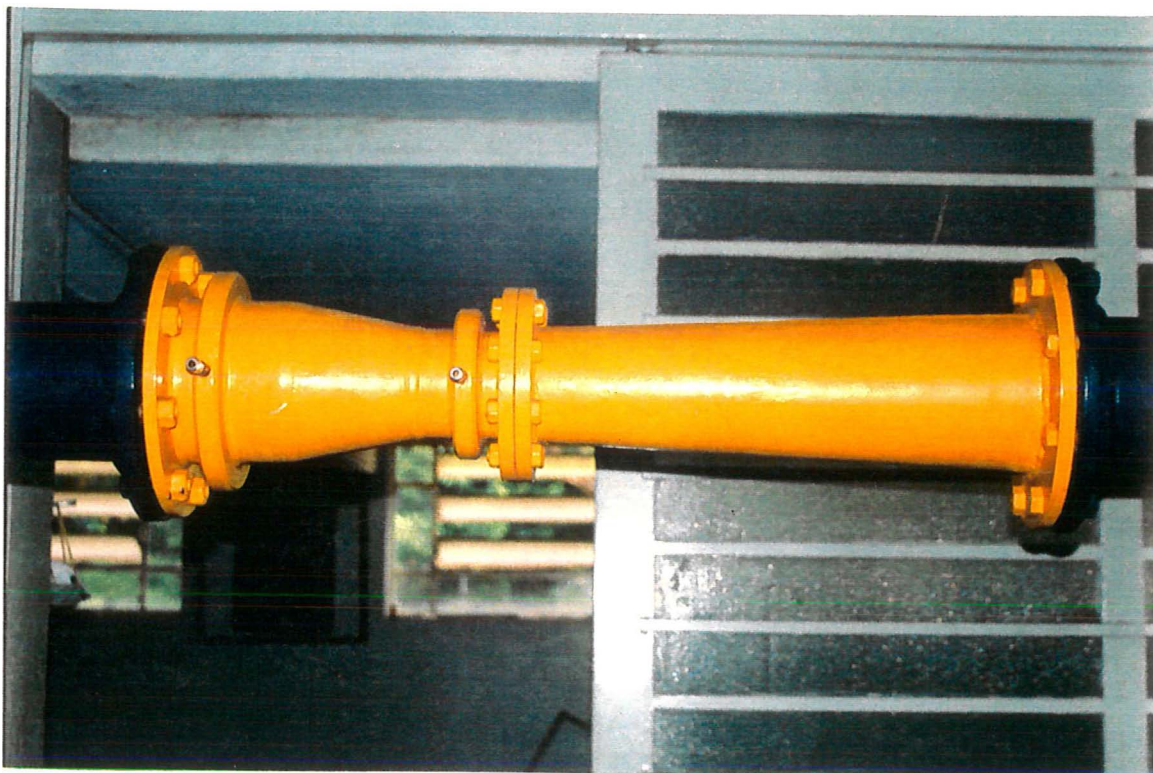


Figura 1. Fotografia com detalhes do medidor de vazão tipo Venturi.

Céspedes (1941) cita que o tubo de Venturi como medidor de vazão, já foi construído de diversos materiais como aço, bronze, cimento, etc. e com diâmetros variando desde 0,05 m até 5,25 m, a exemplo do controlador de vazão que existe no aqueduto de Castskill em New York.

A American Society of Mechanical Engineers-ASME (1959), referindo-se ao tubo de Venturi como medidor de vazão, cita que já foram feitas muitas modificações nesse instrumento em relação ao modelo original. Os principais objetivos dessas modificações tiveram o intuito de obter instrumento de menor comprimento e que provocasse menos perda de carga.

O tubo Venturi, além de medidor de vazão, é citado para uso em diferentes aplicações ligadas à Engenharia, tais como instrumento auxiliar nos trabalhos de escorva de bombas hidráulicas (Allen, 1960; Macintyre, 1987 e Bastos, 1993); na aeração de reservatórios para tratamento de água residuária (Carver Jr., 1956; Boon, 1978); na aeração de tanques utilizados na aquicultura (Busch et al., 1974); nas bombas a jato "*Jet Pump*", para aspirar gases nocivos de minas, túneis e água de poços profundos (Peters, 1969; Trokolanski, 1977) e até fazendo parte dos carburadores de alguns automóveis, (Kaufmann, 1963).

Macyntyre (1987) afirma que para fazer a operação de escorva de bombas hidráulicas de grande porte, o sistema mais recomendado é aquele que utiliza uma bomba de vácuo para extrair o ar do interior do corpo da bomba. Após a retirada desse ar, a água do reservatório de captação é forçada pela ação da pressão atmosférica a preencher rapidamente todo espaço anteriormente ocupado pelo ar.

Como o injetor tipo Venturi pode funcionar como bomba de vácuo, essa é uma atividade mais recente de uso desse instrumento que poderá trazer benefícios à hidráulica e, principalmente, à irrigação. Trabalho conduzido por

Botrel et al. (1997), comprovaram a eficácia de injetores tipo Venturi para essa finalidade.

Mueller (1964) cita que James Thomson⁸ em 1852 utilizou os primeiros **Jet Pumps** para o recalque de água de poços profundos, porém, deve-se ao trabalho de Rankine⁴ que em 1870, desenvolveu as primeiras teorias para definir o funcionamento dos injetores e ejetores. Cita trabalhos básicos que foram desenvolvidos no início da década de 50 que demonstraram aspectos importantes com esse tipo de bomba. Steinwender⁷, Schulz⁵, Vogel⁹ e Silvester⁶ planejaram e construíram injetores acoplados à bombas centrífugas para captação de água em poços profundos. Citrini¹ analisou a natureza e o efeito da variação do jato no interior da câmara de mistura. Flugel² descobriu as relações entre as vazões succionadas e a energia do sistema no desempenho dos injetores. Helmbold³ estudou a influência das dimensões da câmara de mistura na eficiência desses instrumentos. Esses trabalhos são considerados como as primeiras referências do estudo teórico e aplicações desses instrumentos e constituem fontes bibliográficas básicas para o conhecimento de todos aqueles interessados no assunto.

-
- 1.Citrini, D. "Contribution à l'étude des éjecteurs, ou trompes hydrauliques", La Houille Blanche, Grenoble, France, v.11, p.837, 1956.
 - 2.Flugel, G. "Berechnung von Strahlapparten" VDI Forschungsheft, 395, Germany, 1951.
 - 3.Helmbold, H.B. "Contribution to Jet Pump Theory". Report N° 294, Wichita: University of Wichita, USA,1957.
 - 4.Rankine, J. M. "On the Mathematical Theory of Combined Streams", Royal Soc. London, England, v.19, p.90, 1870.
 - 5.Schulz, F. "Modellversuche für Wasserstrahl-Wasserpumpen", Abhandlung des Dokumentationszentrums der Tecnick, Vienna, Austria, 1951.
 - 6.Silvester, R. "Characteristics and Application of the Water Jet Pumps", La Houille Blanche, Grenoble, France, v.16, p.451, 1961.
 - 7.Steinwender, A. "Über Düsen, Wasserstrahlpumpen und Heber", Oesterreichische Wasserwirtschaft, Vienna, Austria, v.2, p.45, 1950.
 - 8.Thomson, J. "On a Jet Pump or Apparatus for Drawing Up Water by the Power of a Jet", Report, British Assn., London, England, p.130, 1852.
 - 9.Vogel, R. "Anwendungsmöglichkeiten von Strahlapparaten", Maschinenbautechnik, Berlin, Germany, v.5, p.247, 1956.

2.2. O instrumento Venturi como injetor de fluidos na água de irrigação

Troskolanski (1977) referindo-se aos instrumentos tipo Venturi funcionando como bomba a jato (Jet Pumps), classifica-os em dois grupos:

a) ejetores; e b) injetores.

Define como ejetores, os que aspiram um fluido qualquer (líquido gás ou vapor) de um local sob a ação de uma pressão qualquer e recalca-o para um outro local sujeito a ação da pressão atmosférica ou ligeiramente superior a ela. Já os injetores, ao contrário, recalca-os sempre para locais em condições de pressão superior à pressão atmosférica.

Jumpeter (1976) define os ejetores e injetores de forma diferente. Segundo ele, os ejetores representam o nome geral de todos os tipos de bombas a jato, cuja pressão na tubulação de descarga é intermediária entre a pressão na tubulação a montante do injetor e tensão ou sucção na tubulação de sucção ou na câmara de mistura. Cita que os injetores correspondem ao tipo particular de bombas a jato. O fluido motriz nesse, recebe determinado volume de gás condensado e a pressão na tubulação de descarga é maior que a pressão na tubulação a montante e na tubulação que conduz as vazões succionadas.

Considerando essas duas definições, no caso do instrumento tipo Venturi, utilizado como succionador da solução do produto contida num reservatório aberto e propiciando sua incorporação sob pressão na tubulação de irrigação, a definição do primeiro autor parece mais adequada. Doravante ele será denominado de **Injetor tipo Venturi**, por se apresentar como o termo tecnicamente mais correto.

O injetor tipo Venturi utilizado na quimigação é um dispositivo encontrado no mercado com diferentes formatos e dimensões, geralmente fabricados de polipropileno, PVC ou metal. Possui uma secção convergente gradual, seguida de um estrangulamento e de uma secção divergente também gradual para igual diâmetro da tubulação a ele conectada. As Figuras 2 e 3 apresentam um esquema ilustrativo de um injetor tipo Venturi simples e de um injetor tipo Venturi com câmara de mistura.

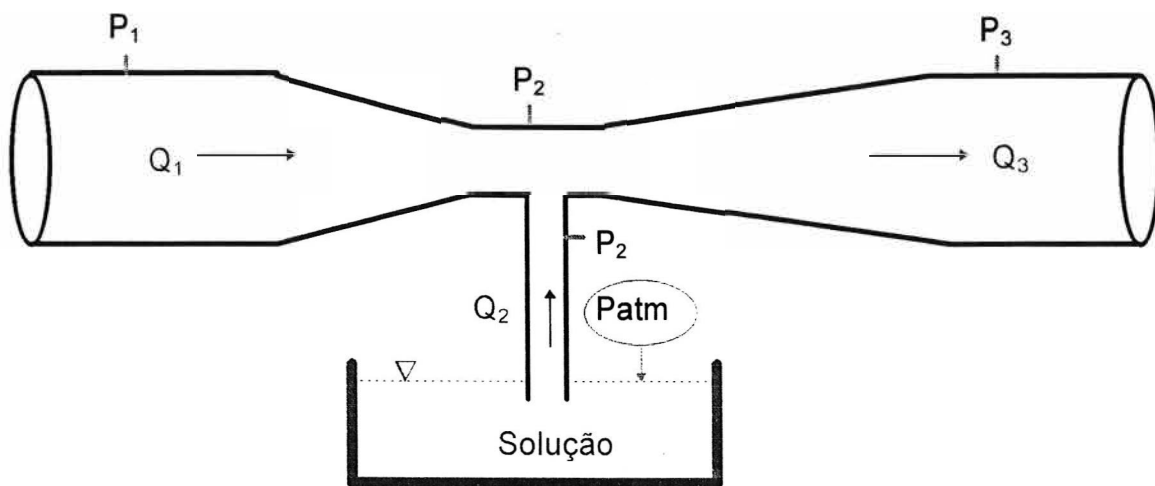


Figura 2. Esquema do injetor tipo Venturi simples.

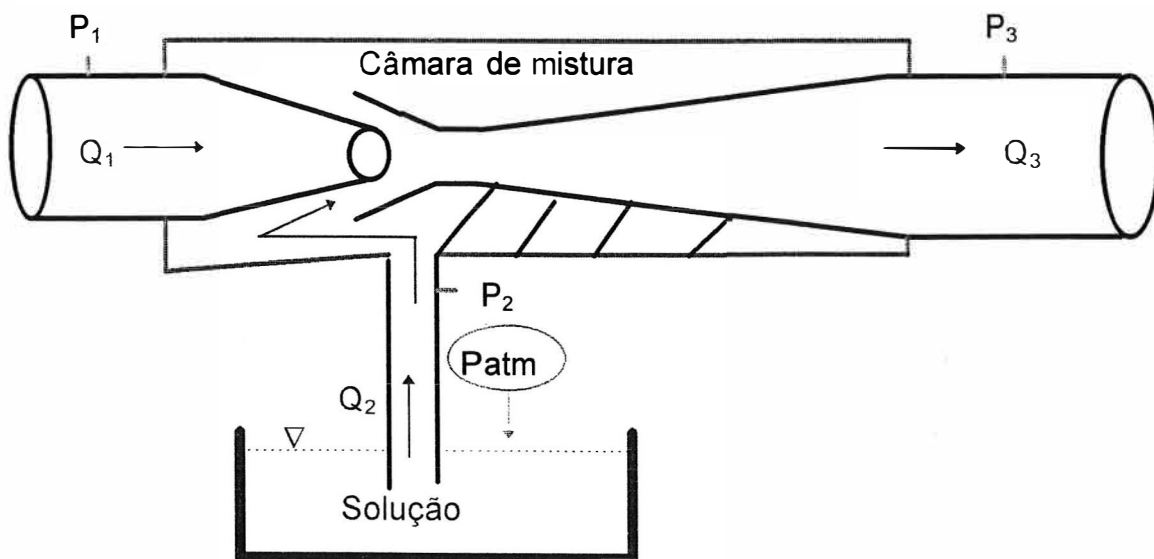


Figura 3. Esquema do injetor tipo Venturi com câmara de mistura.

O princípio de funcionamento do injetor tipo Venturi baseia-se na transformação de formas de energia, onde parte da energia de pressão da água na tubulação é transformada em energia cinética, quando alcança a secção convergente e secção estrangulada do injetor. Novamente esta é transformada em energia de pressão quando volta à tubulação principal (Feitosa Filho 1990). É parte dessa última energia de pressão, que constitui a energia aproveitada para o funcionamento dos demais instrumentos instalados, a jusante do sistema de injeção e que fazem o sistema de irrigação.

Em razão do seu princípio de funcionamento ser semelhante ao do medidor de vazão tipo Venturi, parte das teorias definidas para o medidor podem ser também nele aproveitadas (Feitosa Filho et al., 1997c).

Feitosa Filho et al. (1997c) afirmam que se não houver variação muito grande dos parâmetros hidráulicos, que influam no funcionamento do injetor tipo Venturi durante o tempo de aplicação da solução na água de irrigação, ele proporcionará taxas de injeção constantes. Isso constitui uma das principais vantagens desse injetor em relação a outros, a exemplo do tanque de derivação, cuja concentração dos produtos sofre uma variação à medida que o tempo de aplicação vai aumentando. Essa variação na concentração dificulta o controle das concentrações e das quantidades dos produtos distribuídos pelo sistema.

A Figura 4 contém um esquema que apresenta detalhe do princípio de funcionamento do injetor tipo Venturi e dos principais parâmetros hidráulicos requeridos no seu funcionamento (Feitosa Filho 1990). Parte desse esquema é citado por Mattos & Falco (1992) como uma maneira gráfica de expressar o Teorema de Bernoulli e facilitar o entendimento dos parâmetros nele envolvidos.

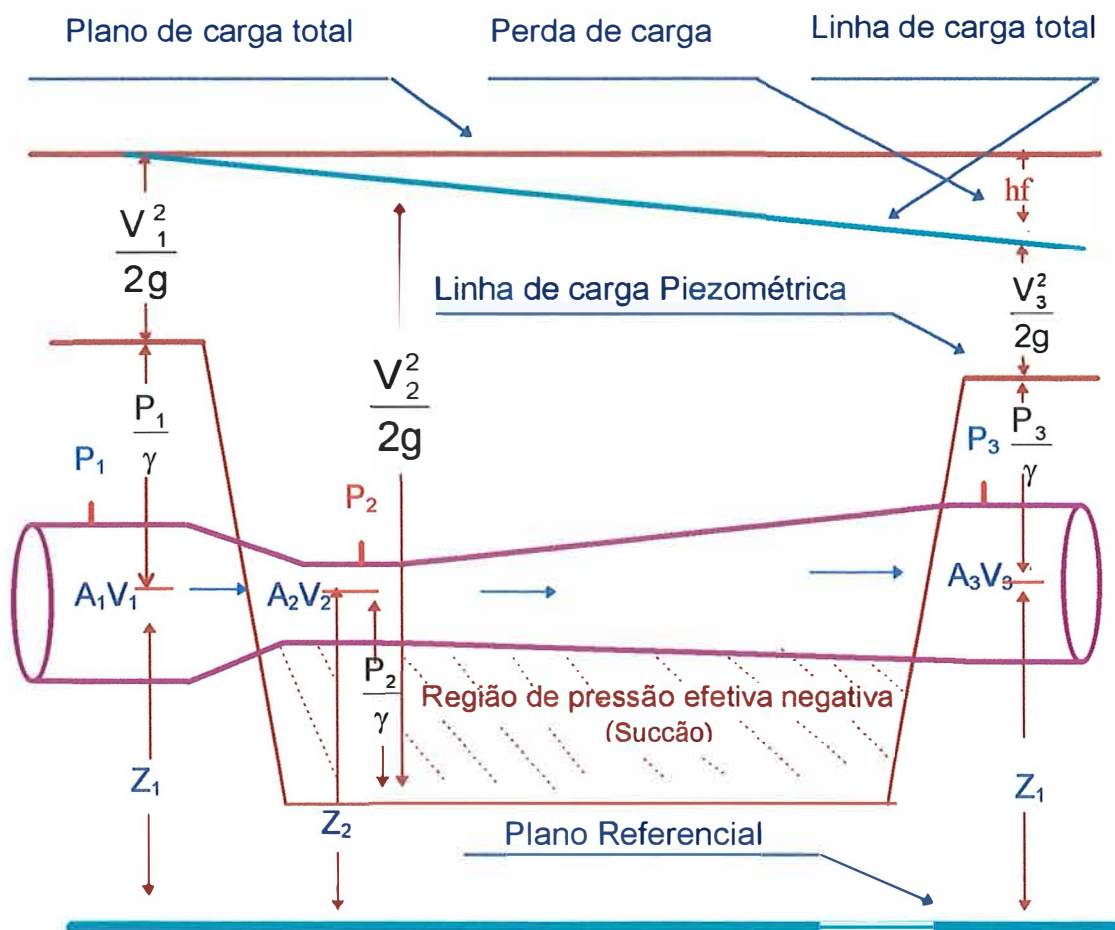


Figura 4. Esquema do princípio de funcionamento do injetor tipo Venturi.

Segundo Mattos & Falco (1992) e Neves(1960) a equação inicial deduzida para expressar Teorema de Bernoulli considerava como referencial o movimento de um fluido perfeito, onde não se previa a influência das perdas de carga devido ao atrito, à viscosidade e turbilhonamento do fluido no interior da tubulação. Para atender às condições com fluidos reais, houve necessidade de acrescentar o termo (h_f) que representa essas perdas de carga na equação inicial. O Teorema de Bernoulli passou a ser definido teoricamente por:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + h_1 = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + hf_{(1-2)} \quad (1)$$

2.3. Condições requeridas para o funcionamento do injetor

Kaufmann (1963) desenvolveu e apresenta teoricamente, as condições requeridas para o funcionamento do injetor tipo Venturi e estabelece os aspectos hidráulicos envolvidos no processo de sucção. Para facilitar o entendimento desse processo, o esquema resume parte das considerações e passos adotados por ele nessa dedução. Inicialmente, ele considerou um sistema constituído por um injetor e por três reservatórios que tiveram funções específicas, conforme esquema ilustrativo da Figura 5.

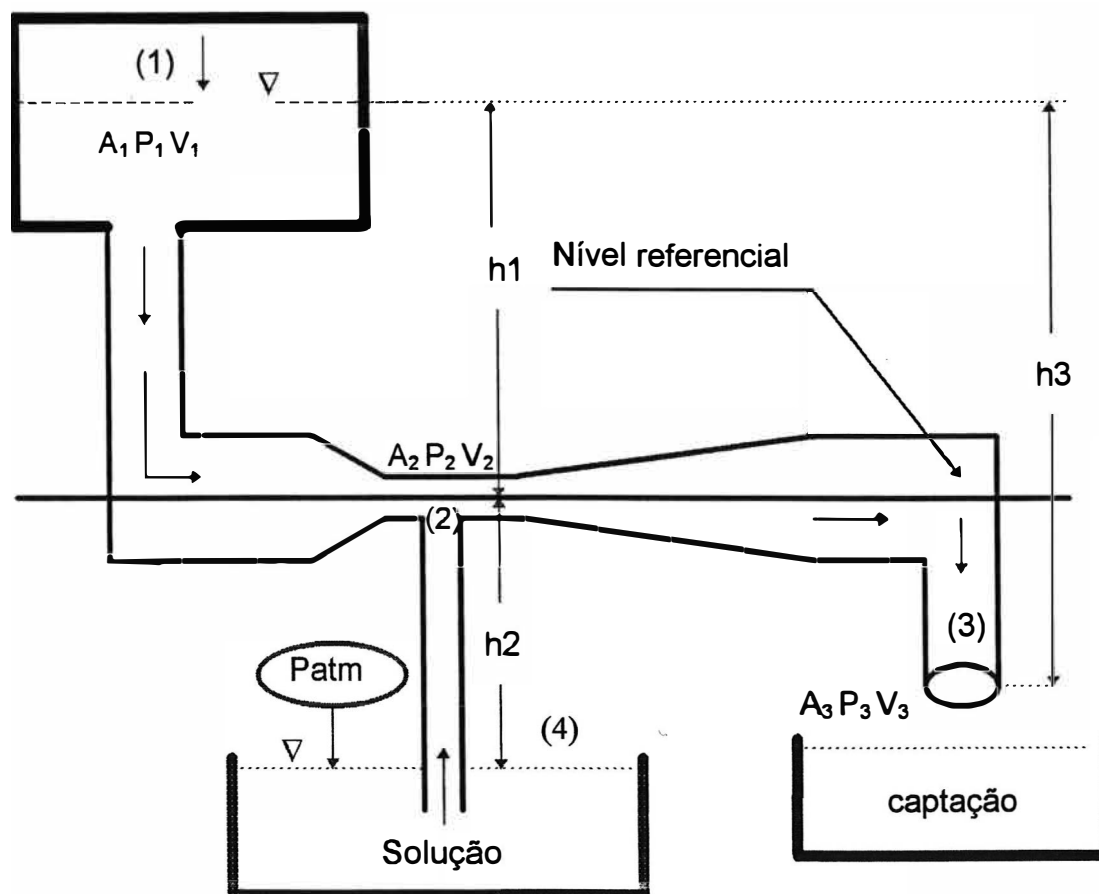


Figura 5. Condições requeridas para haver a sucção pelo injetor tipo Venturi.

O primeiro reservatório serviu para fornecer as vazões motrizes ao injetor. O segundo reservatório, em posição inferior no esquema, foi utilizado para armazenar a solução a ser succionada pelo injetor. O último, serviu para captar a mistura da solução com o fluido motriz após sua saída pela tubulação de descarga. Foram definidos quatro pontos que, juntos com as seguintes condições de contorno, constituíram as bases consideradas por ele para estabelecer o processo de sucção pelo injetor tipo Venturi.

- o primeiro reservatório de abastecimento (1), funciona fechado e submetido a uma pressão superior a pressão atmosférica. O nível de água nesse reservatório é mantido constante durante todo o processo de funcionamento do sistema;
- o segundo reservatório (2), funciona aberto e a superfície do fluido no seu interior encontra-se sob a ação da pressão atmosférica;
- o reservatório de captação (3) também funciona aberto, permitindo uma descarga livre; e
- o referencial estabelecido no sistema passa na parte central da secção contraída do injetor.

Para o início das deduções foram utilizadas três equações básicas, conhecidas no estudo do movimento dos fluidos em tubulações fechadas: a Equação de Bernoulli (1), a Equação da Continuidade (2) e a Equação que permite obter a velocidade de um fluido num bocal (3):

$$A_1 V_1 = A_2 V_2 = A_3 V_3 = \dots = A_n V_n \quad (2)$$

$$V = K \sqrt{2g \Delta h} \quad (3)$$

O ponto de descarga (3) possui uma área A_3 e está abaixo do nível da água do reservatório de abastecimento de uma altura correspondente à h_3 .

Em seguida, foi desconsiderada a influência das vazões succionadas pelo injetor junto ao fluido motriz, que passa pela secção estrangulada ou na câmara de mistura. Feito isso, aplicou-se a Equação de Bernoulli entre os pontos (1) definido na superfície do primeiro reservatório e o ponto (2), incluso na secção estrangulada do injetor, tendo-se:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + h_1 = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \quad (4)$$

ou

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} - h_1 \quad (5)$$

Aplicando-se a Equação da Continuidade (2) em relação aos pontos (1) e (3) e entre os pontos (2) e (3), respectivamente, obtendo-se:

$$V_1 = \frac{A_3 V_3}{A_1} \quad (6)$$

e

$$V_2 = \frac{A_3 V_3}{A_2} \quad (7)$$

Foram substituídos os valores de V_1 dados pela eq. (6) e, V_2 dados pela eq. (7) na eq. (5), obtendo-se a relação definida por:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \frac{A_3^2 V_3^2}{2g} \left[\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2} \right] - h_1 \quad (8)$$

Sendo a área A_2 da eq. (8) muito pequena em relação à área A_1 , o termo $\frac{1}{A_1^2}$ desta equação, por ser ainda menor em relação ao termo $\frac{1}{A_2^2}$, foi desconsiderado. A eq. (8) passou a ser expressa de forma mais simples, ou seja:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \frac{A_3^2 V_3^2}{2g} \left[\frac{1}{A_2^2} \right] - h_1 \quad (9)$$

Considerando que a velocidade do fluido (V_3), no ponto de descarga de um bocal, pode ser determinada utilizando a eq. (3), obteve-se:

$$v_3 = \sqrt{2gh_3} \quad (10)$$

Substituindo o valor da velocidade V_3 , dada pela eq. (10), na eq. (9), foi obtida outra equação definida por:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = h_3 \left[\frac{A_3}{A_2} \right]^2 - h_1 \quad (11)$$

Analisando os termos que compõem o lado direito da eq. (11), observa-se que, para que eles obtivessem valores positivos seria necessário que:

$$h_1 < h_3 \left[\frac{A_3}{A_2} \right]^2 \quad (12)$$

e

$$P_2 < P_1 \quad (13)$$

Se uma ou as duas dessas condições forem verdadeiras e, se houver uma tubulação em que uma das extremidade seja inserida na secção estrangulada ou na câmara de mistura do injetor e a outra extremidade aberta livremente à atmosfera, o fluido motriz que passa pela secção contraída do injetor não sairá por essa tubulação, mesmo estando ela no sentido vertical. Isso porque, há na secção estrangulada do injetor uma condição de **sucção**.

Se a extremidade da tubulação vertical for inserida no interior de uma solução contida num reservatório aberto, o efeito da sucção estabelecido pelo injetor, juntamente aquele exercido pela força da pressão atmosférica atuando no sentido de cima para baixo na superfície livre da solução, forçará esta a subir pela tubulação vertical até alcançar o interior do injetor.

A solução ao alcançar o interior da câmara de mistura do injetor é incorporada automaticamente ao fluido motriz. A partir daí, ambos são conduzidos através da tubulação de descarga do injetor e tubulação do sistema de irrigação, se for o caso. Para ocorrer a ascensão da solução na tubulação vertical do injetor é necessário que:

$$h_2 \gamma_{sol} < (P_1 - P_2) \quad (14)$$

em que,

h_2 - altura a ser elevada a solução do nível do reservatório até a câmara de mistura do injetor, m;

γ_{sol} - peso específico da solução, kgf m^{-3} .

Foi substituído o termo $(P_1 - P_2)$ da eq. (14) na eq. (11), obtendo-se:

$$\frac{h_2 \gamma_{sol}}{\gamma} = h_3 \left[\frac{A_3}{A_2} \right]^2 - h_1 \quad (15)$$

Considerando-se que na maioria das aplicações do injetor tipo Venturi, o peso específico da solução succionada não difere muito do peso específico do fluido motriz, pode-se estabelecer valores iguais para ambos. Assim feito, os termos γ_{sol} e γ da eq. (15) serão simplificados, restando apenas:

$$h_2 = h_3 \left[\frac{A_3}{A_2} \right]^2 - h_1 \quad (16)$$

Avaliando-se a natureza dos termos da eq. (16), percebe-se que para haver a subida da solução na tubulação, ao invés da forma de igualdade, a eq. (16) deverá ser expressa como uma desigualdade, ou seja:

$$h_2 < h_3 \left[\frac{A_3}{A_2} \right]^2 - h_1 \quad (17)$$

ou

$$\frac{A_3}{A_2} > \sqrt{\frac{h_2 + h_1}{h_3}} \quad (18)$$

Essas foram portanto, com algumas adaptações, as considerações estabelecidas por Kaufmann (1963) para expressar o funcionamento do injetor tipo Venturi e de outros instrumentos que funcionam seguindo o mesmo princípio.

2.4. Limites operacionais dos injetores

Cada injetor tipo Venturi para funcionar adequadamente requer uma condição específica de pressões de serviço, de vazões motrizes e de diferenciais de pressão. Essas condições hidráulicas, relacionadas com outras inerentes e peculiares do próprio injetor e do ambiente, atuam conjuntamente e definem o **Limite operacional do injetor**, que constitui um dos assuntos de maior importância no estudo desses instrumentos (Feitosa Filho et al., 1997a).

Feitosa Filho et al. (1997) avaliaram o desempenho de injetores tipo Venturi, funcionando com água como fluido motriz, o ar como fluido succionado e com a descarga do sistema submersa, visando aproveitar o injetor nos trabalhos de aeração de reservatórios de água residuárias e tanque utilizados na aquicultura. Constataram que existe um limite estabelecido pelas pressões de serviço onde os injetores não mais funcionam além desse espaço.

Vennard (1947) participando de um simpósio realizado pela American Society of Civil Engineers-ASCE, onde o fenômeno da cavitação em estruturas hidráulicas e suas causas foi avaliado, comenta sobre os instrumentos que possuem secções contraídas e que trabalham com fluidos submetidos a altas velocidades apresentando normalmente o fenômeno da cavitação. Fred Locher, participante desse mesmo encontro, chama a atenção para o fato de se atribuir aos erros de projetos, aos formatos das peças e estruturas hidráulicas inadequadas, a causa da cavitação. Adverte que, apesar de em alguns casos essas condições serem verdadeiras, não se deve generalizar. Cita como exemplo os instrumentos que funcionam como bomba a jato, em que se tem no ponto de junção do fluido motriz e o fluido succionado duas velocidades completamente diferentes. Essa diferença de velocidade, cria uma turbulência no interior da câmara de mistura; isso pode interferir no funcionamento do injetor e contribuir para aumentar a cavitação. Afirma que se

as dimensões da câmara de mistura, do bocal convergente, do bocal divergente e das condições hidráulicas forem corretamente estabelecidas, pode-se ter uma condição de pressão inferior a pressão atmosférica na câmara de mistura, porém, não suficiente para causar a cavitação com danos expressivos.

Feitosa Filho et al. (1997b) trabalhando com injetores tipo Venturi, instalados diretamente na tubulação de abastecimento e em paralelo, observaram que o fenômeno da cavitação aconteceu com maior frequência na primeira forma de instalação e, principalmente, nos extremos mais reduzido e mais elevado de pressão de serviço. Concluíram que quando se trabalha com esse injetor, dificilmente se consegue operá-lo sem que haja a cavitação. A intensidade da cavitação estabelece para àquelas condições hidráulicas, o limite operacional de cada injetor.

2.5. Parâmetros hidráulicos que influem no funcionamento do injetor

O injetor tipo Venturi pode ser considerado o instrumento utilizado na quimigação, cujo funcionamento depende do maior número de parâmetros hidráulicos. Para facilitar o conhecimento de alguns deles, Kumbhani & Kumbhani (1998) os dividem em três grupos, segundo sua relação direta em cada parte do injetor e associam as grandezas físicas diretamente relacionadas a cada um deles, da seguinte forma:

a) parte motriz (pressão, vazão e temperatura); b) parte de sucção (pressão, vazão e temperatura); e c) parte de descarga (pressão).

Silvester & Mueller (1968) relacionam além desses parâmetros, os diferenciais de pressão como importantes no processo de funcionamento desses instrumentos, também constituindo a maioria das fórmulas utilizadas para definir o rendimento e as perdas de carga nesses aparelhos. Pela

importância dos diferenciais de pressão e dos demais parâmetros que normalmente são relacionados diretamente no funcionamento do injetor tipo Venturi, os seguimentos seguintes fazem alusão a alguns, segundo informações e opiniões prestadas por diferentes autores.

2.5.1. Pressão de serviço

A pressão de serviço é a pressão requerida num ponto próximo a montante do instrumento e deve ser suficiente para suprir as necessidades do injetor, dos outros instrumentos instalados no cabeçal de controle e para o funcionamento dos emissores do sistema de irrigação (Shani 1983).

Os injetores confeccionados em PVC e polipropileno são mais recomendados para uso em sistemas de irrigação que utilizam baixa e média pressão, em torno de 10 e 30 mca (Pizarro 1987).

Zárate Rojas (1995) desenvolveu um modelo de injetor aproveitando conexões **tipo T** de PVC que pode trabalhar em pressões de até 70 mca.

Feitosa Filho (1990) construiu injetores confeccionados em tubos e chapas metálicas que se mostraram adequados para trabalhos com quimigação em sistema funcionando com pressões de serviço de até 70 mca.

Feitosa Filho & Arruda (1994) recomendam passos que facilitam o dimensionamento e definem aspectos que devem ser considerados na construção desses instrumentos, tais como:

- estabelecer a vazão total do sistema de irrigação, ou vazão que passa pelo injetor se ele estiver instalado em paralelo na tubulação principal de irrigação;

- definir a pressão de serviço no local próximo ao início da secção convergente do injetor;
- estabelecer a altura que deve ser instalado o injetor em relação ao recipiente contendo a solução a ser aplicada; e
- atribuir a pressão efetiva negativa (sucção) na secção estrangulada do injetor.

Concluído o dimensionamento do injetor, sua confecção pode ser feita de diferentes materiais e com diâmetros iguais ou ligeiramente inferiores aos diâmetros da tubulação de irrigação. Quando são utilizadas chapas metálicas para confecção das secções convergente e divergente do injetor, deve-se escolher espessura que possa ser dobrável e que suporte solda. Em razão do poder corrosivo dos materiais utilizados na quimigação, atualmente está sendo recomendado o uso de injetores confeccionados em materiais plásticos ou de prolipropileno, por serem de menor custo e de vida útil superior àquela dos injetores metálicos.

2.5.2. Diferenciais de pressão

O diferencial de pressão numa tubulação é definido como uma diferença de pressão entre pontos localizados a montante e a jusante de determinado trecho. Pode ser estabelecido em relação a pontos em um instrumento, pelo qual passa determinado fluido. Quando são consideradas as pressões em dois ou mais pontos, há em maior ou menor proporção uma diferença de valor das pressões entre eles. Essa variação quantitativa de pressão pode apresentar-se como uma diferença de energia; com valor indicativo de acréscimo de energia se a pressão do ponto posterior for maior que aquela do ponto anterior, ou de redução de energia se ocorrer o contrário (Feitosa Filho et al., 1997a).

Algumas literaturas não esclarecem devidamente a diferença entre um diferencial de pressão em relação a uma perda de carga. Isso pode trazer problemas, em razão deles expressarem parâmetros completamente diferentes.

Delmée (1983) afirma que o diferencial de pressão é muito utilizado nos medidores de vazão em condutos fechados, conhecidos como medidores deprimogênicos, a exemplo dos medidores tipo placa de orifício, tubo de Pitot e medidor tipo Venturi

Burt et al. (1995) referindo-se a algumas formas de instalação de injetores tipo Venturi, citam que quando os diferenciais de pressão disponíveis na tubulação principal do sistema de irrigação não atendem às exigências de energia requerida para o funcionamento do injetor, normalmente são instaladas bombas auxiliares conhecidas como “booster” justamente para aumentar o valor quantitativo desse parâmetro. Isso mostra sua importância no processo de sucção desse injetor.

Feitosa Filho et al. (1996a) avaliaram injetores funcionando com diferentes diferenciais de pressão e pressões de serviço. Constataram que o início da sucção desses injetores ocorreram com valores para os diferenciais de pressão em torno de um terço ou da metade da pressão de serviço. Quando avaliaram as vazões succionadas, as perdas de carga e os rendimentos em função de diferentes diferenciais de pressão, concluíram que conhecendo-se alguns deles torna-se bem mais fácil definir uma equação de regressão que ajudará nas avaliações do funcionamento desses injetores.

2.5.3. Vazão motriz

Silvester & Mueller (1968) consideram as vazões motrizes juntamente com os diferenciais de pressão, os dois parâmetros hidráulicos que diretamente definem as dimensões e o funcionamento das bombas a jato.

Feitosa Filho & Arruda (1994) citam que as vazões motrizes e as pressões de serviço normalmente são conhecidas ou estabelecidas mesmo antes do dimensionamento dos injetores. A partir daí, são definidos as dimensões de cada instrumento, os diferenciais de pressão, as vazões succionadas e os rendimentos para atender determinada condição de serviço.

A vazão motriz, na instalação dos injetores diretamente na tubulação de abastecimento, corresponde ao somatório de todas as vazões dos emissores que compõem o sistema de irrigação. Já a vazão motriz, na instalação em derivação, representa apenas parte da vazão que passa pela tubulação principal e que é desviada ao injetor. Ela é sempre menor que a vazão motriz no mesmo injetor quando instalado diretamente na tubulação.

Trabalhos conduzidos por Feitosa Filho et al. (1997a) avaliaram o desempenho de injetores em diferentes formas de instalações. Concluíram que a vazão motriz na instalação em derivação depende dos diferenciais de pressão, das vazões derivadas ao injetor, das dimensões das tubulações de entrada e de saída ao injetor e das dimensões de cada instrumento.

2.5.4. Taxa de depressão

A taxa de depressão representa o parâmetro hidráulico que estabelece a pressão efetiva negativa, ou sucção na secção estrangulada do injetor, ou na câmara de mistura. Segundo Lopez (1998), essa taxa de depressão depende das pressões de serviço e da vazão motriz que passa pelo injetor. Deve-se acrescentar que seu valor para determinada pressão de serviço é tanto menor quanto maior for a vazão motriz. Sua importância, além de participar diretamente no funcionamento do injetor, juntamente com a pressão de serviço, é de formar os diferenciais de pressão e integrar as fórmulas do rendimento e da perda de cargas do injetor tipo Venturi (Feitosa Filho et al., 1997a).

2.5.5. Ângulos das secções convergente e divergente do injetor

Silvester & Mueller (1964) afirmam que a velocidade do fluido motriz no interior do injetor Venturi é fundamental no seu funcionamento, porém haverá sempre um limite para não causar tanta perda de carga ou cavitação no sistema. Para que a mudança de velocidade do fluido a passar da tubulação a montante do injetor para a secção contraída não se faça de forma brusca há necessidade de que os ângulos das secções convergente e divergente dos injetores sejam cuidadosamente definidos. Se isso não for observado, pode-se ter um aumento excessivo das perdas de carga associadas à presença da cavitação (Feitosa Filho et al., 1997b).

Segundo Jumpeter (1976) o ângulo da secção convergente deve ser estabelecido de modo a permitir um aumento gradativo da velocidade do fluido até sua saída no bocal incluso na câmara de mistura. Já o ângulo da secção divergente tem função oposta. Ele proporciona uma redução gradativa da velocidade do fluido até alcançar a tubulação de descarga do injetor.

No caso específico da quimigação, não se tem conhecimento de pesquisas que avaliassem a influência desses ângulos no desempenho dos injetores. Em relação a outras aplicações desse instrumento, diversos trabalhos podem ser encontrados.

A American Society of Mechanical Engineers-ASME (1959) recomenda para o medidor de vazão tipo Venturi clássico um ângulo da secção convergente de 21° e para o da secção divergente, entre $5-7^\circ$. Acrescenta resultados de trabalhos que comprovaram pouca influência das dimensões do ângulo da secção divergente no medidor de vazão tipo Venturi. Cita que o ângulo convergente pode trazer maior interferência devida a sua função no medidor.

Mueller (1964) comenta que Kroll em 1947, trabalhando com bombas a jato, testou instrumentos confeccionados com ângulos convergentes entre 24° e 56° e não encontrou diferença no desempenho dos instrumentos em relação a esses ângulos. Cita que os ângulos das secções divergente e convergente em torno de 5° e 20° apresentaram melhor eficiência.

Feitosa Filho (1990) aproveitou as recomendações citadas por Delmée (1983) para o medidor de vazão tipo Venturi, e construiu injetores com materiais metálicos com ângulos da secção convergente de 21° e divergente de 11°. Obteve resultados satisfatórios com esses injetores, embora não tenham sido efetuadas comparações com ângulos de outras dimensões.

Zárate Rojas (1995) desenvolveu injetores que possuíam os ângulos da secção convergente e divergente 15° e 14°. Segundo ele os ângulos das duas secções aproximados facilitaram a construção desses injetores.

2.5.6. Relação entre as áreas dos bocais na câmara de mistura

Carlier (1968) e Mueller (1964) citam resultados de trabalhos realizados por diferentes pesquisadores, que avaliaram e comprovaram a influência da relação definida pela área do bocal convergente e a área do bocal divergente no desempenho das bombas a jato. Essa relação é característica de cada instrumento e ficou conhecida como **coeficiente m** do injetor.

O coeficiente m , teoricamente é definido pela relação entre a área do bocal convergente A_{b_c} em relação a área do bocal divergente A_{b_d} , podendo apresentar-se com valores variando entre 0 e 1,0. Na prática, normalmente se trabalha com valores variando entre 0,5 e 1,0. Outra forma de expressá-lo, se faz considerando o quadrado dos respectivos diâmetros dos bocais, ou seja:

$$m = \frac{Ab_c}{Ab_d} = \frac{Db_c^2}{Db_d^2} \quad (19)$$

Feitosa Filho et al. (1996b) avaliaram a importância dessa relação e observaram sua influência direta no desempenho dos injetores. Testaram injetores com relação entre o quadrado dos diâmetros dos bocais de 0,592; 0,722 e 0,923 trabalhando nas pressões de serviço de 147,09 kPa até 686,42 kPa. Concluíram que o injetor com a relação de 0,722 apresentou melhor rendimento e menos perda de carga que os demais injetores.

2.5.7. Distância entre os bocais convergente e divergente do injetor

Quando se discute os fatores que interferem no desempenho dos injetores tipo Venturi, normalmente se questiona qual deve ser a distância a ser estabelecida entre os bocais convergente e divergente dos injetores para que o instrumento funcione adequadamente. Silvester & Mueller (1968), referindo-se as bombas a jato, sugerem a distância entre os bocais em torno de uma vez ou uma vez e meia a dimensão do diâmetro do bocal convergente.

Feitosa Filho et al. (1997a) observaram durante testes de laboratório com diferentes injetores que, se essa distância for superior à aproximadamente duas vezes o valor do diâmetro do bocal convergente, dificilmente o injetor funcionará corretamente. Uma distância grande pode contribuir para o desvio do jato no interior da câmara e dificultar a entrada no bocal divergente.

Hill (1973), estudando as causas e variações ocorridas pelo jato no interior da câmara de mistura, observou que a forma dos bocais juntamente com a distância entre eles contribuíram para sua deformação. Observou que, se os bocais estiverem muito afastados, o jato ao sair do bocal convergente, sofre uma deformação e pode aumentar a turbulência no interior da câmara de mistura, fenômeno por ele denominado de "Recirculation".

2.6. Desempenho dos injetores utilizados na quimigação

Segundo Lopez (1998) os principais injetores utilizados na fertirrigação são o injetor tipo Venturi, o tanque de derivação e as bombas injetoras. Cita que cada um deles, apresenta vantagens e desvantagens peculiares e um inconveniente comum: todos são colocados no mercado já fabricados para uma determinada condição de serviço, cabendo ao projetista analisar os prós e os contras de cada um deles e eleger aquele que melhor se ajusta às condições específicas de trabalho.

Vivancos (1996) cita que injetores utilizados na fertirrigação podem variar pela complexidade no funcionamento, e que vão desde o simples tanque de derivação até sistemas mais complexos, dotados de mecanismos que permitem uma completa automatização. Segundo ele, muitos desses injetores são conectados à válvulas controladoras de pressão, de vazão e de controle de refluxo; além delas, à sensores e tensiômetros que levam informações direta aos computadores. As informações são identificadas pelo computador e determinado o que deve ser aplicado, quanto e até quando injetado de cada produto na água de irrigação.

Bauerle et al. (1988), referindo-se a um desses sistemas automatizados utilizado na fertirrigação, comentam que o computador controla e ajusta precisamente a concentração de cada nutriente requerido pelas plantas. O sistema automatizado vai fornecendo cada nutriente individualmente, de acordo com as informações levadas ao computador pelos sensores instalados em parte das plantas.

Hirschmann (1958) sugere que a avaliação do desempenho de bombas a jato nos trabalhos que não exige precisão, ou na impossibilidade dos ensaios em laboratório, pode ser feita utilizando métodos gráficos e/ou analíticos por serem mais simples e de menor custo.

Oliveira (1989) avaliou a possibilidade de uso de tubos de Venturi e de injetores empregados para retirar água de poços profundos, nos trabalhos de escorva de bombas hidráulicas. Utilizou três tubos tipo Venturi, empregados como instrumentos didáticos do Departamento de Engenharia Rural da ESALQ e dois outros injetores considerados. Constatou que os injetores apresentaram melhor desempenho na capacidade de retirada do ar em relação ao volume de água necessário para seu funcionamento, que os tubos de Venturi.

Busch et al. (1974) não entram em detalhes sobre o sistema de aeração, porém, que utilizaram placas com orifício para obter o efeito Venturi e permitir a incorporação do ar na água que fluía nos tubos que distribuíam esse ar sob a superfície da água, do reservatório utilizado na aquicultura.

Feitosa Filho et al. (1997) avaliaram o desempenho de injetores tipo Venturi, operando com a água como fluido motriz e o ar como fluido succionado, visando aproveitá-los na operação de aeração de reservatório de água. O ar captado da atmosfera pela tubulação de sucção do injetor era inserido na água motriz e distribuídos dentro do reservatório por meio de tubos perfurados submersos. Constataram boa eficiência em relação ao volume de ar captado pelo injetor e incorporado na água porém houve alta desuniformidade na distribuição desse ar ao longo das linhas laterais.

Botrel et al.¹⁰ avaliaram características hidráulicas do injetor tipo Venturi na operação de escorva de bombas hidráulicas. Constataram boa eficiência desse instrumento nesse tipo de operação. Atualmente todas as bombas centrífugas do Laboratório de Hidráulica da ESALQ são equipadas com injetores tipo Venturi e estão funcionando adequadamente.

10. BOTREL, T.A.; OLIVEIRA, A.S de.; MENDONÇA, F.C.; FEITOSA FILHO, J.C.; Dimensionamento, avaliação e metodologia para construção de ejetores visando a escorva de bombas hidráulicas. In: RELATÓRIO FINAL DO PROJETO DE PESQUISA, Nº 94/4106-5 financiado pela FAPESP, São Paulo. 1996. 25p.

2.7. Rendimento dos injetores

Mueller (1964) define o rendimento de um injetor (η) como o parâmetro que estabelece a relação entre o trabalho realizado pelo instrumento em relação a quantidade de energia aplicada ou colocada a disposição para realizar este trabalho. Com referência ao injetor tipo Venturi, pode ser entendida como a relação entre a energia útil do líquido no ponto de entrada do instrumento em relação a quantidade de energia transferida ao fluido motriz no processo de sucção.

Hirschmann (1958) cita que a fórmula para obter o rendimento nas bombas a jato é variável com o tipo particular de cada trabalho, porém a maioria provém da fórmula geral que expressa esse parâmetro definida por:

$$\eta = \frac{q_{\text{suc}} (P_{\text{saida}} - P_{\text{sucção}})}{Q_{\text{mot}} (P_{\text{entrada}} - P_{\text{saida}})} \quad (20)$$

Silvester & Mueller (1968) comentam, que na dedução das fórmulas utilizadas para definir os rendimentos da bombas a jato, deve-se considerar tanto as grandezas relacionadas à energia disponível e consumida no sistema, quanto às alturas de elevação do fluido até o ponto de descarga.

Segundo Hirschmann (1958) deve-se ao trabalho de G. Flügel 1951, a observação de que os injetores são dependentes de dois coeficientes definidos pelos símbolos (ε) e (σ) e característicos de cada instrumento. Incluso no primeiro coeficiente estão os parâmetros relacionados com a energia do sistema, a exemplo, a altura de elevação do fluido. Incluso no segundo coeficiente, estão os parâmetros relacionados às vazões do sistema. Complementa afirmando que esses coeficientes são a base teórica das

fórmulas que definem o rendimento dos injetores e são expressos teoricamente por:

$$\varepsilon = \frac{H_3 - H_2}{H_1 - H_3} \quad (21)$$

e

$$\sigma = \frac{q_{s u c}}{Q_{m o t}} \quad (22)$$

em que,

H_1 - energia de pressão por unidade de peso na entrada do injetor, mca;

H_2 - energia de pressão por unidade de peso na tubulação de sucção do injetor, mca;

H_3 - energia de pressão por unidade de peso na tubulação de descarga do injetor, mca;

$q_{s u c}$ - vazão succionada, $m^3 s^{-1}$ e

$Q_{m o t}$ - vazão motriz, $m^3 s^{-1}$.

2.8. Perdas de carga localizadas no injetor e no sistema de injeção

Segundo Neves (1979), a água ou um fluido qualquer ao movimentar-se por uma tubulação fechada, se processa com uma certa dissipação de energia causada pelas resistências que se manifestam em oposição ao movimento. Tais resistências são devidas ao atrito dos filamentos do fluido entre si e entre as paredes da tubulação. Havendo uma dissipação de energia entre pontos no trecho considerado, o quantitativo de energia a montante do ponto referencial será superior aquela quantidade de energia disponível no ponto a sua jusante.

Segundo Neves (1982), a energia disponível numa secção qualquer do sistema é igual a energia existente na secção anterior diminuída daquela energia que foi dissipada entre esses pontos. Essa diferença de energia é o que deve ser entendido por perda de carga, que segundo o mesmo autor representa **perdas irreversíveis de energia** e suas causas devem ser conhecidas e controladas. Ao contrário dos diferenciais de pressão, elas trazem prejuízos ao sistema e constituem um dos assuntos mais estudados no movimento dos fluidos em tubulações fechadas.

As perdas de carga podem ser definidas como a quantidade de energia dissipada por unidade de peso devido a presença de instrumentos instalados na tubulação; devido à mudança na direção do fluxo na tubulação; devido à resistência ou atrito do fluido no interior da tubulação e devido à viscosidade do fluido, etc. (Silvestre 1979).

Kundu et al. (1997) avaliaram as perdas de carga em injetores sem câmara de mistura, com descarga submersa funcionando com diferentes fluidos motrizes e um gás como fluido succionado. Concluíram que o diâmetro da secção estrangulada desses injetores apresentaram mais influência nas perdas de carga que às pressões de serviço. Recomendam, que nas avaliações do desempenho desses instrumentos seja feito o acompanhamento do balanço de energia dissipada nos diferentes pontos do sistema, a fim de se avaliar quantitativamente essas perdas no processo de sucção.

Segundo Mattos & Falco (1992) para facilitar as avaliações qualitativas dessas perdas de carga, algumas literaturas fazem uma divisão; delas em dois grupos:

- a) perdas de carga normal; e b) perdas de carga localizadas.

O primeiro tipo consiste naquelas que ocorrem normalmente nos trechos retos de uma tubulação; já o segundo tipo, ocorrem devido a mudança do sentido do fluxo do fluido numa tubulação; devido à presença de acessórios instalados na tubulação como válvulas, registros, curvas ampliações, reduções, etc. O somatório desses dois tipos de perdas de carga, constituem o que se conhece na hidráulica como **perdas de carga total** do sistema.

Algumas literaturas ao referirem-se sobre as perdas de carga e aos diferenciais de pressão não esclarecem ao leitor, a natureza distinta desses dois parâmetros. No sistema, as perdas de carga correspondem a um percentual do diferencial de pressão e podem se apresentar no máximo, com valor igual a este. No caso específico dos injetores tipo Venturi, as perdas de carga representam a diferença entre a quantidade de energia existente no fluido motriz na entrada do injetor e a quantidade de energia nos fluidos (água + solução) a jusante do injetor ou do sistema de injeção (Feitosa Filho et al., 1997b).

Considerando-se e_1 como a quantidade de energia na entrada do injetor e e_2 como a quantidade de energia no ponto de descarga do sistema, essa diferença nas quantidades de energia expressa o gasto de energia que foi transformada durante o funcionamento do injetor. Esse gasto de energia é representado teoricamente por:

$$H = e_1 - e_2 \quad (23)$$

Muitos trabalhos, quando citam as perdas de carga como uma das principais desvantagens do injetor tipo Venturi, normalmente deixam de caracterizar se às perdas de carga correspondem realmente àquelas localizadas devido a presença do injetor instalado na tubulação, ou as perdas de carga total do sistema. Se isso não for devidamente esclarecido, pode-se

entender como perdas de carga do injetor, quando na realidade se trata de perdas devido a presença de registros, de medidores de vazão e controladores de pressão instalados nas tubulações, às vezes em número desnecessário (Feitosa Filho et al., 1997b).

Trabalhos conduzidos por Feitosa Filho et al. (1997b) comprovaram uma diminuição nas perdas de carga em torno de 9,73%, apenas mudando o ângulo da tubulação da derivação de entrada ao injetor de 90° para 45°. O rendimento médio diminuiu de 15,26% para 14,24%, com eles trabalhando na pressão de serviço de 245,15 kPa. Chamam atenção no trabalho sobre as perdas de carga que afetam diretamente os rendimentos dos injetores tipo Venturi. Quanto maior seu quantitativo, devido a presença do injetor instalado no sistema, menos energia restará para atender aos demais instrumentos do sistema de irrigação.

Ferreira (1994) trabalhando com injetores tipo Venturi de diâmetro interno da secção maior de 19,6 mm e no bocal de 7,6 mm, com pressão de serviço de 10 mca, obteve valores para as perdas de carga de 20% da pressão de serviço. Quando trabalhou com injetores de diâmetros das secções de 11,6 mm e 4,5 mm na pressão de serviço de 30 mca, as perdas de carga passaram para um valor médio de 26,67%

Uma alternativa simples recomendada por Talens (1994), para minimizar as perdas de carga, consiste em colocar o reservatório contendo a solução a ser aplicada num local mais próximo possível do injetor ou de preferência, acima do nível que esse se encontra. O desnível resultante dessa diferença das alturas poderá ser utilizado como forma de energia adicional no sistema de injeção, ou mesmo no sistema de irrigação.

2. 9. Formas de instalação do injetor na tubulação de abastecimento

Técnicos e produtores, normalmente por desconhecimento da importância da forma de instalação dos injetores utilizados na quimigação em relação a tubulação principal do sistema de irrigação, não consideram esse aspecto como alternativa que possa melhorar a eficiência dos injetores.

Entretanto, trabalhos conduzidos por Feitosa Filho et al. (1997b) constataram que a forma de instalação do injetor juntamente com outros parâmetros hidráulicos já mencionados, constituem fatores fundamentais no manejo e no desempenho do sistema de injeção e de irrigação. Eles avaliaram a influência dos ângulos e dos diâmetros da tubulação que formam o by-pass. Obtiveram uma redução nas perdas de carga de 9,73% apenas mudando o ângulo de entrada de 90° para 45°. Essa redução no valor do ângulo de entrada melhorou as condições de funcionamento do injetor e do sistema, em razão da diminuição da sobrepessão na tubulação além de facilidade com que o fluido motriz se movimenta nessa tubulação.

Nathan (1994) e Burt et al. (1995) relacionam as formas de instalação dos injetores utilizados na quimigação em três grupos:

- a) injetores instalados diretamente na tubulação de abastecimento, ou linha principal do sistema de irrigação;
- b) injetores instalados em paralelo; e
- c) instalados por meio de uma derivação tipo “by-pass”.

A Mazzei Injector Corporation (1998), no caso específico do injetor tipo Venturi, cita uma subforma da instalação em derivação em que injetor é acoplado na linha principal. Há uma tubulação que contorna, sobre o ponto de instalação do injetor, e serve para conduzir parte da água que passa pela

tubulação principal a montante do sistema de injeção. Cita duas justificativas dessa forma de instalação: a) criar um diferencial de pressão ao injetor, com o acionamento de um registro instalado na parte central da tubulação de contorno; e b) ajustar uma vazão ao injetor, quando aquela requerida por ele é menor que a vazão disponível na tubulação de irrigação. Acrescenta que a natureza do fluido succionado pode contribuir para definir se o injetor deve ser instalado diretamente na linha principal ou na tubulação de contorno. Afirma que no caso do fluido succionado ser um líquido, o ponto de instalação é opcional. Naqueles de natureza gasosa, a instalação do injetor na linha principal facilita a transferência dos gases na tubulação a jusante do ponto de sucção.

A Mazzei Injector Corporation (1979) cita outras formas de instalação, a exemplo de uma que utiliza bomba auxiliar “booster”, instalada na tubulação de contorno. A bomba auxiliar proporciona um aumento na pressão de serviço ao injetor quando a pressão disponível no sistema de irrigação é diferente da pressão requerida para o funcionamento do mesmo.

2.9.1. Instalação do injetor tipo Venturi diretamente na linha

Na instalação do injetor diretamente na tubulação condutora da vazão motriz, toda vazão do sistema de irrigação passa também pelo injetor. Trabalhos que avaliaram essa forma de instalação comprovaram ser a que condiciona maior perda de carga no sistema. Ela só deve ser recomendada quando a vazão total no sistema for pequena, ou quando o diferencial de pressão disponível na tubulação principal de irrigação for muito baixo (Shani 1993), (Nathan 1994) e (Burt et al., 1995).

Essas condições acontecem quando se trabalha com o injetor tipo Venturi em áreas pequenas, a exemplo de unidade de pesquisa em casa de vegetação, ou quando a vazão total do sistema é relativamente baixa como

acontece nos sistema de irrigação por gotejamento e por microaspersão. Uma forma prática de resolver o problema, que há quando a vazão requerida na área irrigada é menor que aquela necessária para o funcionamento do injetor, é utilizar no sistema de injeção uma vazão motriz superior e suficiente para atender a motriz requerida pelo injetor. Após a tubulação de descarga, procede-se o retorno de parte dessa vazão para o reservatório da solução ou outro auxiliar, se o controle da concentração no reservatório for necessário.

Feitosa Filho et al. (1996a), avaliando o funcionamento de injetores instalados diretamente na tubulação principal e por meio de derivação, constataram que houve a cavitação com maior problema, quando na primeira instalação. Atribuíram esse fato em razão dos injetores instalados diretamente na linha trabalharem com vazões motrizes superiores àquelas da instalação em derivação, o que pode ter contribuído para o aumento da velocidade do fluido na secção contraída do injetor e isso tenha favorecido a cavitação.

2.9.2. Instalação do injetor em paralelo

Segundo Nathan (1994), na instalação do injetor em paralelo em relação a tubulação principal do sistema de irrigação, são utilizados dois injetores tipo Venturi que funcionam simultaneamente e instalados em pontos distintos do sistema em tubulações separadas e mantidas de forma paralela. Acrescenta que essa forma de instalação é recomendada quando há necessidade de se trabalhar com produtos, com dosagens ou concentrações diferentes e que esses produtos, em razão de sua incompatibilidade, não podem ser misturados num mesmo reservatório. Cada produto é preparado e armazenado em reservatórios distintos e cada injetor succiona e incorpora na água a solução determinada para ele.

2.9.3. Instalação do injetor na tubulação de derivação

Nathan (1994), referindo-se a instalação do injetor por meio de uma derivação, cita que uma tubulação derivada da linha principal do sistema de irrigação é utilizada como tubulação de entrada ao sistema e faz o desvio de parte da água que passa pela tubulação principal até o injetor. Ao sair a solução do injetor, outra tubulação de mesmo diâmetro, faz a conexão do sistema de injeção novamente na tubulação principal de irrigação. Cita que essa forma de instalação é uma das mais utilizada nos sistemas de irrigação, que operam em condições de baixa e de média vazão ou quando a vazão que passa na tubulação principal é superior a capacidade requerida para o funcionamento do injetor.

Shani (1983) afirma que, uma das vantagens dessa forma de instalação em relação à instalação do injetor diretamente na linha está na facilidade de desconectar o sistema de injeção ou impedir o fluxo da água ao injetor logo que a quimigação houver sido concluída. Isso pode ser feito acionando um registro que normalmente é instalado na tubulação de entrada, o que facilita a operacionalidade do sistema.

2.9.4. Instalação que utiliza sistema constituído por injetor duplo

A instalação que utiliza injetor tipo Venturi duplo, consiste em associar dois injetores num só sistema, de modo que eles funcionem simultaneamente e interrelacionados. Nessa instalação diferentemente da instalação em paralelo, já mencionada, embora funcione também com dois injetores tipo Venturi, somente um deles tem a tubulação de sucção inserida na solução que deve ser incorporada na água de irrigação. Os dois injetores normalmente apresentam diâmetros diferentes e possuem funções específicas no sistema.

Na tubulação de entrada no sistema há uma bifurcação onde cada tubulação de menor diâmetro conduzirá a vazão motriz ao injetor principal e injetor secundário individualmente. Em razão dessas tubulações partirem de ponto comum, os injetores trabalham com pressão de serviço a montante aproximadamente iguais. As pressões nas tubulações de descarga do injetor secundário são mais reduzidas que àquelas da tubulação de descarga do injetor principal. Isso porque, o injetor secundário funciona como se estivesse sendo **ajudado** pelo injetor principal. Sua tubulação de sucção consiste na própria tubulação de descarga do injetor secundário. Posteriormente, serão apresentados melhores detalhes dessa forma de instalação

Li & Schmidt (1985) citam que as primeiras experiências dessa forma de instalação foram de uma firma americana de construção de injetores, e que ela só é recomendada em sistemas de injeção que trabalhem com vazões motrizes maiores que $200 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$. Afirmam que as perdas de carga podem ser reduzidas nessa forma de instalação. Os autores apresentam dados obtidos com injetores instalados diretamente na tubulação e nessa forma. Relatam resultados favoráveis para a instalação com injetor duplo. Dentre eles, constataram que a pressão de serviço e a vazão motriz na entrada da unidade, influenciaram nas características hidráulicas do sistema. O desempenho global foi melhor que quando o injetor foi instalado diretamente na tubulação.

Natan (1994) e Burt et al. (1995) citam que ela pode proporcionar uma redução nas perdas de carga em torno de 12 a 25% da pressão de serviço. O primeiro autor cita como limitação, uma possível redução das vazões succionadas pelo sistema em relação àquelas dos injetores instalados diretamente na linha. Essa forma de instalação por ser pouco estudada e utilizada, não são encontrados artigos na literatura científica que apresentem detalhes técnicos de como é feito esse tipo de acoplamento, dimensões dos injetores nem aspectos referentes as perdas de carga e desempenho.

2.10. Critérios de seleção de injetores para a quimigação

A escolha de um determinado injetor, em detrimento de outro, nem sempre é tarefa fácil e exige atenção, conhecimento e cuidados técnicos a fim de não ocorrerem prejuízos futuros. A escolha ou utilização errada de um injetor pode prejudicar completamente a prática da quimigação, haja vista que ela depende dele para sua efetivação.

Pizarro (1987) recomenda critérios básicos que podem facilitar a escolha considerando os seguintes aspectos:

- preço (tanque de derivação e injetor tipo Venturi, de menor custos);
- fonte de energia (os injetores elétricos, quando se dispõe dessa forma de energia e condições econômicas);
- possibilidade de automatização (característica atualmente mais observada e considerada nesses instrumentos). Os injetores elétricos são mais fáceis de serem automatizados por apresentarem o funcionamento considerando um determinado tempo como referencial para o início e final de cada ciclo);
- capacidade do sistema (cada injetor pode proporcionar uma determinada vazão ou concentração da solução na água de irrigação, que normalmente trabalha com concentração em torno de 700 ppm, ou seja 0,7 litros da solução por m³ de água de irrigação);
- concentração (nas bombas injetoras e no tipo Venturi, a concentração dos produtos mantêm-se constante com o tempo de aplicação); e
- outros critérios (materiais que são construídos, vida útil do injetor, facilidade de manejo, disponibilidade de peças de reposição, etc.).

2.11. Programa de computador para otimizar o manejo de sistema de instalação constituído por injetor tipo Venturi duplo

Com a facilidade do uso do computador, que permite obter cálculos mais rápidos e precisos, diferentes programas podem ser encontrados e continuam sendo desenvolvidos para ajudar nos trabalhos relacionados a diferentes ramos da Engenharia e Agricultura. Muitos desses programas avaliam através da simulação o comportamento antecipado de determinado assunto ou instrumento; quando utilizados em condições reais, tornam-se desaconselháveis por implicar em custos, tempo e até risco imprevisíveis.

Botrel (1996) desenvolveu um modelo matemático que define o funcionamento da associação injetor-bomba centrífuga. No programa, o computador vai por meio de simulação atribuindo valores hidráulicos próprios da bomba e dos injetores. Isso é feito até otimizar às condições em que o conjunto de instrumento permite o maior rendimento associado a determinada vazão.

Shimizu (1975) define a simulação como a técnica de se construir modelos ou preestabelecer situações que apresentem o maior número possível de características do sistema funcionando em condições reais. O usuário de posse dos resultados têm como vantagem, primeiro aprender com os modelos para depois construí-los nas dimensões e condições reais.

Naylor et al. (1966) citam como vantagens da simulação, a possibilidade de estudar os efeitos de possíveis variações no sistema apenas modificando os valores do modelo e observando os efeitos decorrentes destas alterações. Eles recomendam nove etapas que podem facilitar o planejamento e a elaboração de um programa de simulação:

- formulação do problema;

- coleta e processamento dos dados;
- formulação de um modelo matemático;
- estimativa dos parâmetros operacionais; e) avaliação do modelo;
- formulação do programa de computador;
- validação do modelo; i) projeto de experiências de simulação, e
- análise dos dados.

Shimizu (1975), referindo-se a otimização, cita que ela constitui um dos aspectos mais importantes na programação de computador. Requer do programador um conhecimento do assunto para definir o que deve ser considerado de qualidade ótima. Recomenda três regras básicas, que podem facilitar o planejamento e a elaboração dos modelos: a) serem suficientemente simples para permitir fácil manipulação e entendimento dos processos; b) serem representativos do sistema estabelecido; e c) serem suficientemente complexos para permitir extrapolação dos resultados.

Calingaert (1969), aludindo-se aos métodos iterativos, menciona que eles estão sendo muito utilizados nos programas de simulação por computador e exigem como passo inicial, que seja atribuído um valor aproximado do valor procurado. O computador depois de cálculos e aproximações sucessivas determina um valor mais provável do desejado. O processo de iteração finaliza quando são encontrados valores próximos para as variáveis desejadas.

Kitrell et al. (1965) indicam duas técnicas que facilitam a escolha dos passos iniciais a serem seguidos na formulação do modelo e/ou na elaboração do programa. Devem-se utilizar informações já existentes sobre o assunto e que forneçam uma idéia da magnitude dos parâmetros a serem estimados. Em

seguida, deve-se proceder uma estimativa cíclica dos parâmetros do sistema em que, um deles é mantido fixo e analisado o que ocorre com o modelo com a variação dos demais.

Hoffmann & Vieira (1987) citam que na composição das variáveis dependentes e independentes de uma função, seu modelo pode ser definido por:

$$Y = f(X_1; X_2; X_3 \dots \dots \dots X_n) \quad (24)$$

O termo Y da eq. (24) representa a variável dependente e os valores X_k ($K = 1; 2; 3$ e n) as variáveis independentes do modelo. Citam que a variável dependente pode ser afetada por outros fatores, além daqueles considerados. Se isso vier a ocorrer, haverá erros nos resultados que serão tanto maior, quanto maior for a influência das variáveis que deixaram de ser consideradas.

2.12. Avaliação e validação dos modelos

No final da elaboração de qualquer modelo ou programa de computador, os dados por eles fornecidos devem ser comparados com os resultados experimentais para certificar se os resultados do trabalho atenderam ou não aos objetivos propostos. Essa etapa é conhecida como **Validação**, e para fazê-la são recomendados diferentes procedimentos que variam de acordo com os tipos dos dados e com a finalidade de cada projeto.

Nash & Sutcliffe (1970), trabalhando com validação de modelos para previsão de enchentes, desenvolveram um índice para esse cálculo. Partiram de dois índices caracterizados por (F) e (Fo), e por eles denominados de índice das discordâncias dos valores previstos pelo modelo em relação aqueles observados e o índice da variância inicial dos dados, expressos respectivamente por:

$$F = \sum (q^{\circ} - q)^2 \quad (25)$$

e

$$F_o^2 = \sum (q - \bar{q})^2 \quad (26)$$

em que,

q - valor observado;

q' - valor indicado pelo modelo; e

\bar{q} - valor médio dos dados observados.

Observaram que esses dois índices poderiam ser expressos numa só equação, que originou o **índice da eficiência do modelo**, expresso por:

$$R^2 = \frac{F_o^2 - F^2}{F_o^2} \quad (27)$$

Duru & Hjelmfelt Jr. (1994) utilizaram o índice proposto pela eq. (27) e exprimem seus parâmetros de forma mais clara. Eles denominaram de **coeficiente de eficiência** dos dados (E), expresso por:

$$E = \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^n (\text{obs} - \text{prev})^2}{\sum_{i=1}^n (\text{obs} - \bar{\text{obs}})^2} \right] \quad (28)$$

em que,

E - coeficiente de eficiência do modelo, adimensional;

obs - valores observado experimentalmente;

prev - valores previstos pelo modelo; e

obs - média dos valores observados.

Citam que valores desse índice podem variar entre 1 até um valor infinitamente negativo, e quanto mais próximos da unidade melhor a predição do modelo.

Saleh et al. (1994) utilizaram dois índices que consideram praticamente os mesmos procedimentos estatísticos seguidos pelos autores no trabalho inicial da eq. (27). Os índices propostos foram denominados de **diferença dos desvios padrão** dos dados (DDP) e **diferença absoluta das média** dos dados (DAM) e expressos:

$$DDP = \sqrt{\frac{\sum (obs - prev)^2}{n}} \quad (29)$$

e

$$DAM = \frac{\sum |obs - prev|}{n} \quad (30)$$

em que,

n - número de observações.

Madramootoo et al. (1995) partiram do índice proposto pela eq. (27) e encontraram uma fórmula mais simples por eles denominada de **coeficiente de predição** dos dados (CP), dada por:

$$CP = \frac{\sum_{i=1}^n (prev - obs)^2}{\sum_{i=1}^n (obs - \bar{obs})^2} \quad (31)$$

Segundo os autores, o valor desse índice menor que a unidade indica boa coerência dos resultados fornecidos pelo modelo em relação aqueles obtidos experimentalmente. Recomendam outro índice denominado de **porcentagem relativa dos erros (PRE)** e dado por:

$$PRE = \left[\frac{(obs - prev)}{obs} \right] 100 \quad (32)$$

Para facilitar a análise final dos dados, Vasák & Epstein (1996) sugerem representar graficamente os valores observados juntamente com aqueles previstos. Citam outros índices com mesma finalidade: a **média absoluta das porcentagens dos desvios (MAPD)** e a **raiz quadrada média das porcentagens dos desvio (RQMPD)**, dados respectivamente, por:

$$MAPD = \left[\frac{\sum_{i=1}^n \left(\frac{prev - obs}{obs} \right)_i}{n} \right] 100 \quad (33)$$

e

$$RQMPD = \left[\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left(\frac{prev - obs}{vinc} \right)_i^2}{n}} \right] 100 \quad (34)$$

em que,

vinc- valor inicial e referencial definido pelo modelo.

Saleh et al. (1994) e Nash & Sutcliffe (1970) recomendam além desses índices, que se faça outras análises estatísticas com testes de significância para poder melhor avaliar a magnitude dos erros por se deixar de considerar uma ou outra variável de importância no modelo.

3. MATERIAL E MÉTODOS

O trabalho foi realizado no Laboratório de Hidráulica do Departamento de Engenharia Rural da Escola Superior de Agricultura “Luiz de Queiroz” em Piracicaba-SP. Avaliou-se o funcionamento de injetores tipo Venturi de diferentes dimensões, considerando três formas de instalação em relação à tubulação principal de abastecimento: a) instalação do injetor diretamente na linha, b) instalação do injetor em derivação e c) instalação que utiliza injetor tipo Venturi duplo.

3.1. Caracterização e dimensões dos injetores

Inicialmente, todos os injetores definidos no trabalho foram avaliados instalados diretamente na linha, operando nas pressões de serviço: 147,09 kPa (15 mca), 196,12 kPa (20 mca), 245,15 kPa (25 mca), 294,18 kPa (30 mca), 343,21 kPa (35 mca), 392,24 kPa (40 mca), 441,27 kPa (45 mca), 490,30 kPa (50 mca), 588,36 kPa (60 mca) e 686,42 kPa (70 mca). Esses injetores foram de diâmetros nominais de entrada e de saída de 20 mm, 25 mm, 32 mm, 40 mm, 50 mm e 60 mm.

No Quadro 1, apresentam-se as dimensões reais das tubulações de entrada e de saída das seções convergentes e divergentes e diâmetro dos bocais desses injetores que foram confeccionados no próprio Departamento. Os valores dessas dimensões foram aplicados na eq. (19) que originaram as relações do quadrado dos diâmetros desses bocais, que constituíram os **coeficientes m** desses injetores.

Quadro 1. Dimensões dos injetores e de seus componentes.

Diâmetro nominal de entrada e de saída (mm)	Diâmetro real de entrada e de saída (mm)	Diâmetro real do adaptador de saída (mm)	Comprimento real do adaptador de saída (mm)	Diâmetro real do bocal convergente (mm)	Diâmetro real do bocal divergente (mm)	Relação do quadrado dos diâmetros dos bocais
60	59,9	47,5	37,9	15,1	18,7	0,700
50	49,7	36,2	32,7	11,9	19,2	0,702
40	34,9	31,1	26,2	12,4	17,9	0,506
32	26,9	24,4	24,2	10,0	11,8	0,722
25	18,7	19,0	20,4	7,8	9,3	0,685
20	17,1	12,9	17,2	6,0	6,7	0,987

Os dados obtidos com esses injetores serviram para ajustar as equações de regressão representativas das vazões succionadas, das perdas de carga e dos rendimentos em função dos diferenciais de pressão definidos no trabalho e que serão mencionadas posteriormente. Eles serviram também, como referencial nas análises do desempenho da instalação que utiliza injetor tipo Venturi duplo, em relação ao funcionamento nas demais formas de instalação.

Todos os injetores foram confeccionados aproveitando conexões hidráulicas **tipo T** em PVC, que são facilmente encontradas no comércio de materiais hidráulicos. Essa peça serviu ao injetor como câmara de mistura e envoltório dos demais componentes. As secções convergentes e divergentes foram as únicas peças torneadas em tarugos de PVC, seguindo modelo desenvolvido por Zárate Rojas (1995).

Os ângulos dessas duas secções foram de aproximadamente 16° e 8°, respectivamente, que além de facilitar a construção dos injetores permitiram redução no comprimento da secção divergente e na dimensão do injetores sem prejuízo aparente no seu desempenho. A Figura 6 contém detalhes dos injetores construídos e parte dos seus componentes.

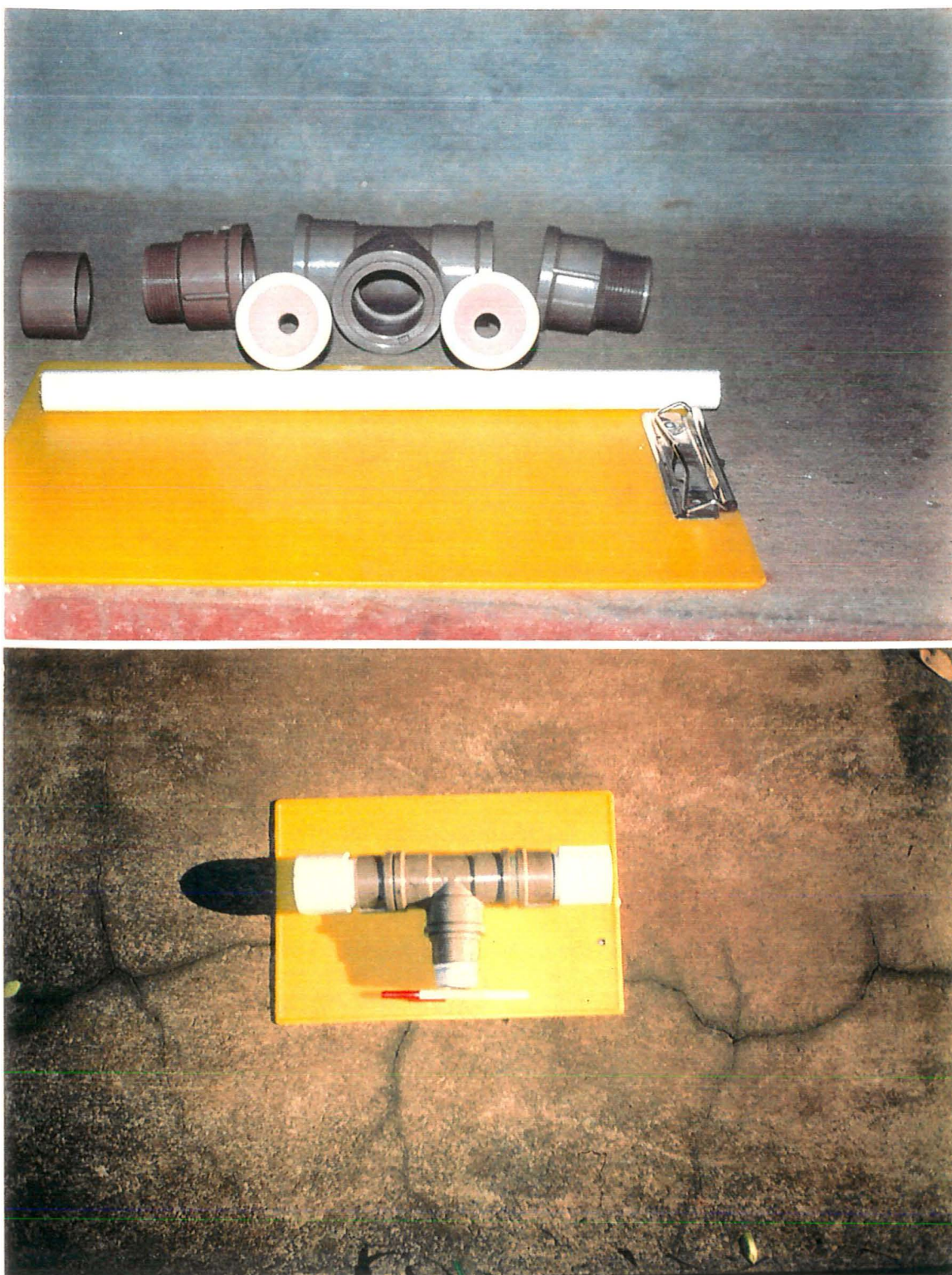


Figura 6. Detalhes dos injetor tipo Venturi que foi construído e utilizado no trabalho e parte dos seus componentes.

3.2. Caracterização do sistema de instalação que utiliza injetor tipo Venturi duplo

O sistema de injeção que utiliza injetor tipo Venturi duplo, embora constituído por dois instrumentos, constitui uma só unidade e deve ser analisado como um todo. Para facilitar o entendimento de como se fez a instalação desses injetores, eles foram caracterizados segundo suas funções no sistema em dois grupos. O primeiro, doravante caracterizado como **principal**, foi o injetor que ficou instalado diretamente na posição central do sistema de injeção. O segundo injetor, caracterizado como **secundário**, possui secções de dimensões menores do que as dimensões do injetor principal. Esse é o injetor cuja tubulação de sucção fica inserida diretamente no reservatório contendo a solução a ser distribuída na água de irrigação. A Figura 7 apresenta esquema ilustrativo do sistema de instalação que utiliza injetor tipo Venturi duplo.

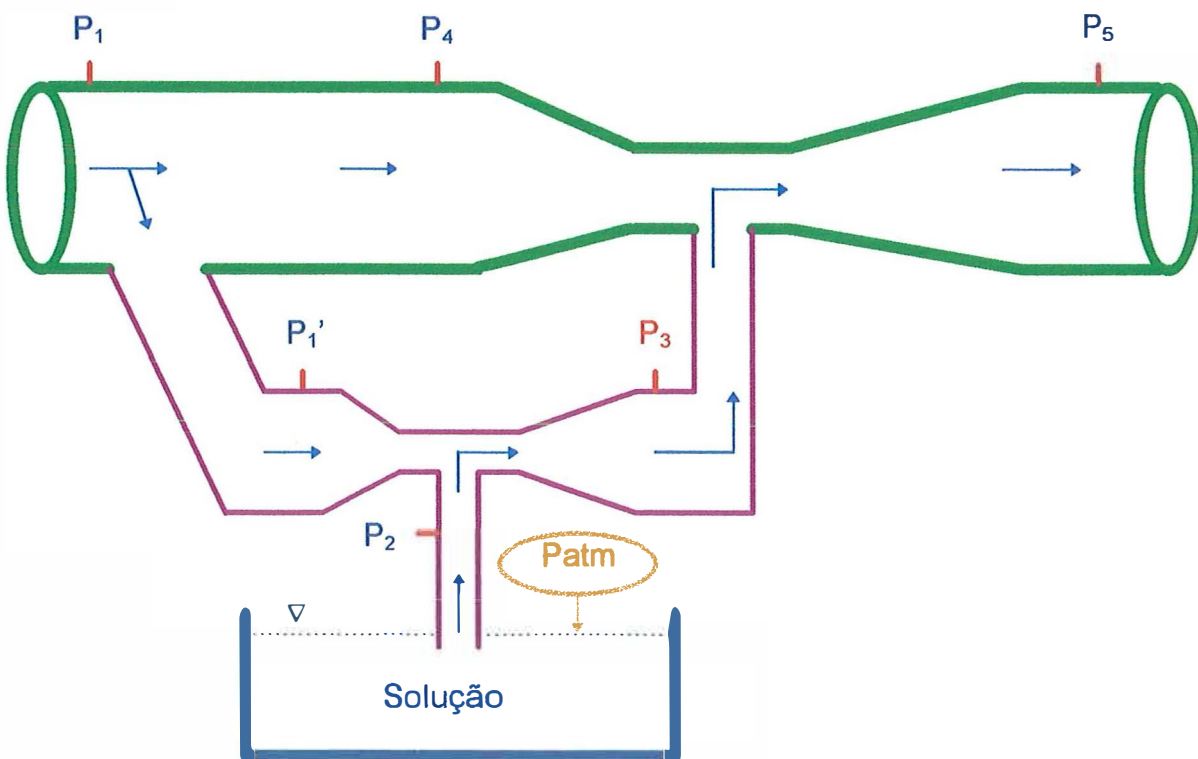


Figura 7. Esquema da instalação do sistema com injetor tipo Venturi duplo.

Foram utilizados como instrumento principal, quatro injetores com diâmetros nominais de entrada e de saída de 60 mm, 50 mm, 40 mm e 32 mm. Esses, funcionaram juntamente com outros quatro injetores secundários com diâmetros nominais de entrada e de saída de 40 mm, 32 mm, 25 mm e 20 mm. Os injetores de diferentes dimensões, permitiram avaliar o funcionamento da instalação com dezesseis combinações de injetores: 60 mm x 40 mm, 60 mm x 32 mm, 60 mm x 25 mm, 60 mm x 20 mm, 50 mm x 40 mm, 50 mm x 32 mm, 50 mm x 25 mm, 50 mm x 20 mm, 40 mm x 32 mm, 40 mm x 25 mm, 40 mm x 20 mm, 32 mm x 25 mm e 32 mm x 20 mm. O primeiro número desses pares de combinações representa a dimensão nominal das secções de entrada e de saída do injetor principal. Já o segundo número corresponde as mesmas dimensões para o injetor secundário

3.3. Parâmetros hidráulicos estabelecidos e testes realizados

Neste trabalho, a grandeza referente ao que se conhece na hidráulica como pressão relativa ou pressão efetiva negativa, vácuo ou sucção será denominada por **depressão** que também constitui um sinônimo, para diferenciá-la do termo **sucção**, referindo-se à ação do injetor.

O sistema de coleta de dados dos injetores em laboratório foi instalado numa tubulação em aço zincado de 75 mm e mantido numa posição horizontal a uma altura de 1,60 m do piso do laboratório. Essa tubulação em aço zincado serviu para abastecer a tubulação onde foi inserido o sistema de injeção e injetores, e também para fornecer a água ao canal utilizado como fonte supridora das vazões succionadas pelos injetores. A água que saía do sistema de injeção e aquela que passava pelo canal retornava a fonte principal de captação por meio de um circuito fechado. A Figura 8 mostra detalhes e dá idéia do esquema experimental, do conjunto de recalque e dos injetores utilizados neste trabalho.

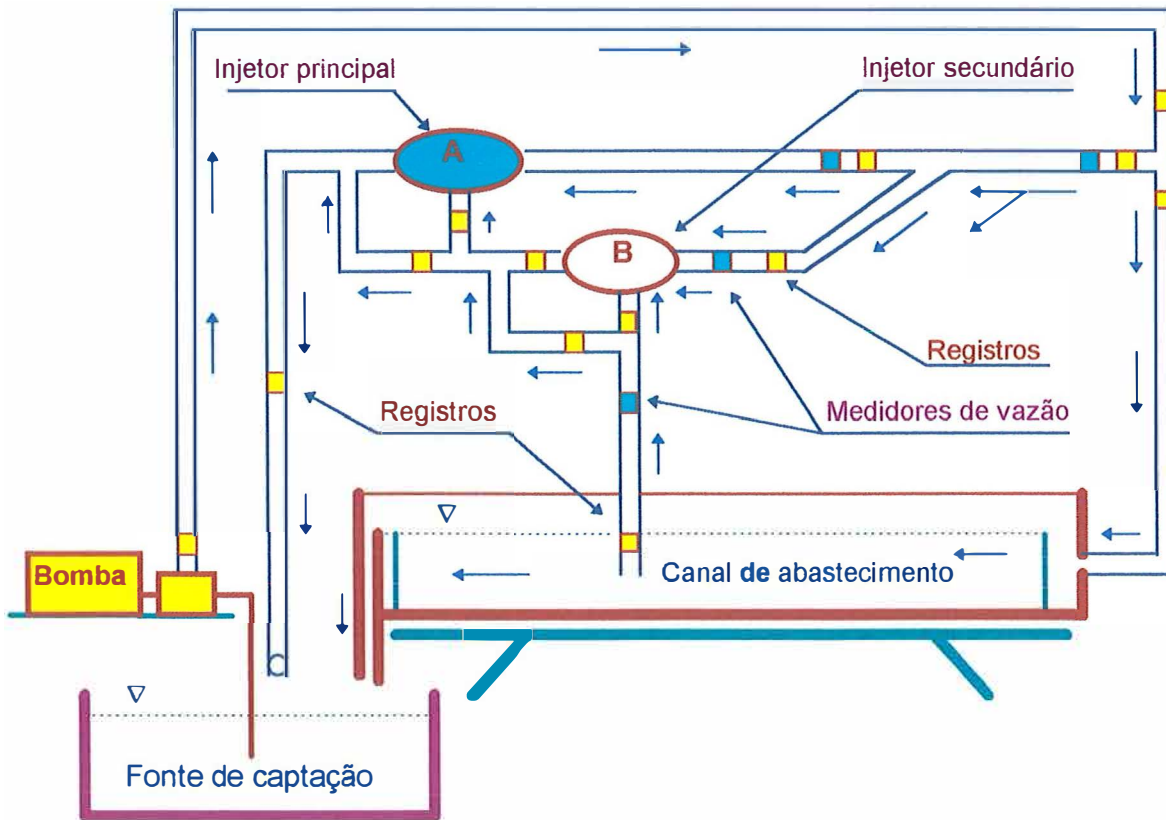


Figura 8. Esquema da montagem do experimento em laboratório.

No canal de abastecimento instalou-se uma comporta que foi mantida fixa para permitir a manutenção de um nível constante de água ao injetor. Isso evitava uma possível variação entre o nível da água no canal e o ponto de entrada na tubulação de sucção que poderia interferir nas vazões succionadas pelos injetores ao longo do tempo de aplicação.

Utilizou-se como bomba de recalque, uma moto-bomba marca KSB, modelo WL 80/5 acoplada a um motor elétrico de 30 cv, 1750 rpm e altura manométrica de até 980,6 kPa. Um registro de fechamento lento foi instalado na tubulação principal a uma distância de 1,10 m do início do sistema de injeção que serviu para controlar as pressões e as vazões motrizes nos injetores. Logo após esse registro fixou-se o primeiro ponto para tomada das pressões.

À distância de 0,40 m a montante do injetores secundário e injetor principal, outras tomadas de pressão permitiram obter as pressões de serviço nesses injetores. A mesma distância, porém, a jusante dos injetores, outras tomadas de pressão permitiram obter as pressões na tubulação de descarga. As pressões de serviço nesses dois pontos foram utilizadas para definir os diferenciais de pressão estabelecidos no trabalho. As pressões de serviço de até 441,27 kPa, foram determinadas com um transdutor de pressão que permitia um limite máximo de 490,30 kPa. As pressões de serviço de 490,30 kPa, 588,36 kPa e 686,42 kPa foram determinadas utilizando um medidor de pressão digital que possuía limite operacional de até 980,6 kPa. As depressões variaram de 4,9 kPa a 58,84 kPa e foram medidas e controladas, utilizando um vacuômetro abastecido com mercúrio.

O abastecimento das vazões motrizes do injetor secundário fez-se utilizando uma derivação em PVC de 32 mm com ângulos de entrada e de saída de 45° e 90°, respectivamente. As vazões motrizes foram determinadas com dois medidores magnéticos indutivos, sendo um deles instalado na tubulação principal e o outro, na tubulação a montante do injetor secundário.

As vazões succionadas pelos injetores foram determinadas com um medidor magnético instalado na tubulação de sucção, posicionado antes do injetor a após o início da tubulação de captação. Um registro de gaveta de 40 mm foi instalado no início da tubulação de sucção em posição submersa. Serviu para controlar as taxas de depressões e as vazões succionadas pelos injetores. Foi mantido submerso para evitar possível entrada de ar no sistema que, embora não interrompesse a sucção, poderia afetar o funcionamento normal do injetor.

Outras vazões de interesse foram determinadas subtraindo-se das vazões totais na tubulação na saída do sistema, às vazões desviadas aos injetores e às vazões succionadas que foram medidas com instrumentos.

No sistema de instalação que utiliza injetor tipo Venturi duplo há situações onde o injetor principal pode operar com a tubulação de sucção em condição de depressão ou em pressurizada. A primeira condição é normal nos injetores instalados diretamente na tubulação. Nos injetores que operam como principal houve necessidade de avaliar o funcionamento nessa última condição. Uma moto-bomba auxiliar de 3 cv, com descarga inserida no início da tubulação de sucção desses injetores introduzia, a água na tubulação sob pressão.

Os parâmetros avaliados em cada forma de funcionamento dos injetores foram: as pressões de serviço, os diferenciais de pressão entre pontos instalados na tubulação a montante do injetor e pontos na câmara de mistura, os diferenciais de pressão entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor, os diferenciais de pressão entre pontos a montante do injetor e pontos a sua jusante, as vazões motrizes, as vazões succionadas, as perdas de carga e os rendimentos.

3.4. Esquema da instalação do experimento em laboratório

Planejou-se no experimento uma forma de injeção que permitisse obter os dados nas diferentes instalações e condições hidráulicas com facilidade, precisão e erros mínimos. No sistema planejado e desenvolvido, as vazões motrizes, as pressões de serviço, os diferenciais de pressão e o sentido do fluxo da água aos injetores foram controlados acionando registros de fechamento rápido que foram fixados em pontos estratégicos, sem que houvesse necessidade de parar o funcionamento do sistema no início e final de cada teste. As Figuras 8 e 9 apresentam esquemas ilustrativos desse experimento e detalhes dos procedimentos operacionais.

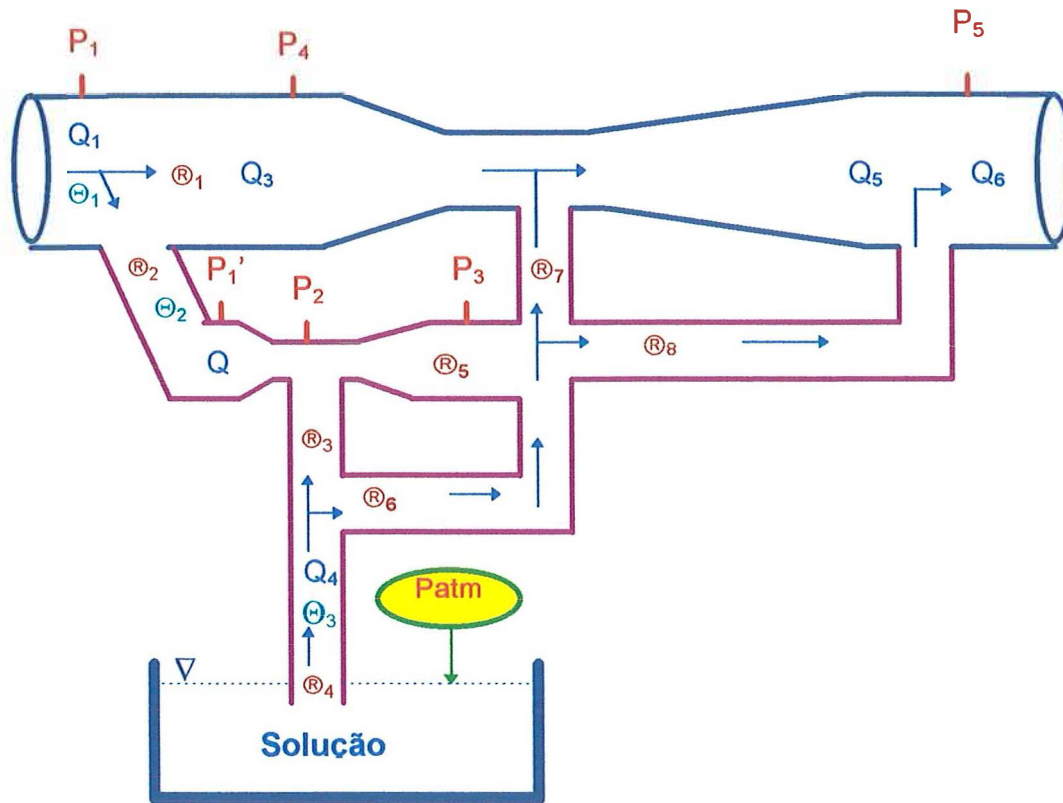


Figura 9. Esquema da instalação utilizada para obter os dados em laboratório.

No sistema desenvolvido e ilustrado no esquema, o acionamento de conjunto de registro possibilitou obter os dados dos injetores funcionando instalados diretamente na tubulação de abastecimento, em derivação, em paralelo ou por meio do sistema que utiliza injetor duplo dependendo da instalação analisada no momento.

Os pontos delimitados com o símbolo \textcircled{R}_n indicam os locais onde foram instalados os registros para controlar ou impedir o fluxo de água aos injetores em determinado sentido. Os pontos definidos com o símbolo Θ_n indicam os locais onde foram fixados os medidores de vazão nas tubulações. Os pontos definidos com a letra P_n indicam os locais onde foram fixadas as tomadas para obter as pressões e/ou os diferenciais de pressão.

Para avaliar o desempenho do injetor principal funcionando individualmente, instalado diretamente na linha de alimentação, ficaram abertos os registros \textcircled{R}_1 , \textcircled{R}_4 , \textcircled{R}_6 , e \textcircled{R}_7 e fechados \textcircled{R}_2 , \textcircled{R}_3 , \textcircled{R}_5 e \textcircled{R}_8 . No funcionamento do injetor secundário, trabalhando individualmente, instalado diretamente na linha em condições de descarga pressurizada, ficaram abertos os registros \textcircled{R}_2 , \textcircled{R}_3 , \textcircled{R}_4 , \textcircled{R}_5 , e \textcircled{R}_8 e fechados \textcircled{R}_1 , \textcircled{R}_6 e \textcircled{R}_7 . No funcionamento desse injetor secundário, operando conjuntamente com o injetor principal (**instalação com injetor tipo Venturi duplo**), ficaram abertos os registros \textcircled{R}_1 , \textcircled{R}_2 , \textcircled{R}_3 , \textcircled{R}_4 , \textcircled{R}_5 , e \textcircled{R}_7 e fechados \textcircled{R}_6 e \textcircled{R}_8 . Na avaliação do injetor secundário instalado em derivação abriram-se os registros \textcircled{R}_1 , \textcircled{R}_2 , \textcircled{R}_3 , \textcircled{R}_4 , \textcircled{R}_5 e \textcircled{R}_8 e fecharam-se \textcircled{R}_6 e \textcircled{R}_7 .

Dois outros registros de fechamento lento foram instalados no sistema e tiveram importantes funções. O primeiro deles, fixado na entrada da tubulação de sucção permitia o controle das taxa de depressão requerida pelos injetores. O segundo registro foi instalado no final da tubulação de descarga, serviu para controlar as pressões a jusante do injetor ou no sistema.

O acionamento desse esse último registro, possibilitava obter no sistema em laboratório, as pressões de serviço a jusante do sistema de injeção semelhantes àquelas requeridas para o funcionamento do sistema de irrigação na prática.

As pressão na tubulação de descarga, ajustada com o controle desse registro, juntamente com àquelas obtidas nos diferentes pontos já mencionadas, propiciaram os diferenciais de pressão que foram definidos no trabalho.

A Figura 10, apresenta uma vista fotográfica contendo alguns detalhes do experimento de laboratório e parte dos instrumentos utilizados para medição de parâmetros hidráulicos.

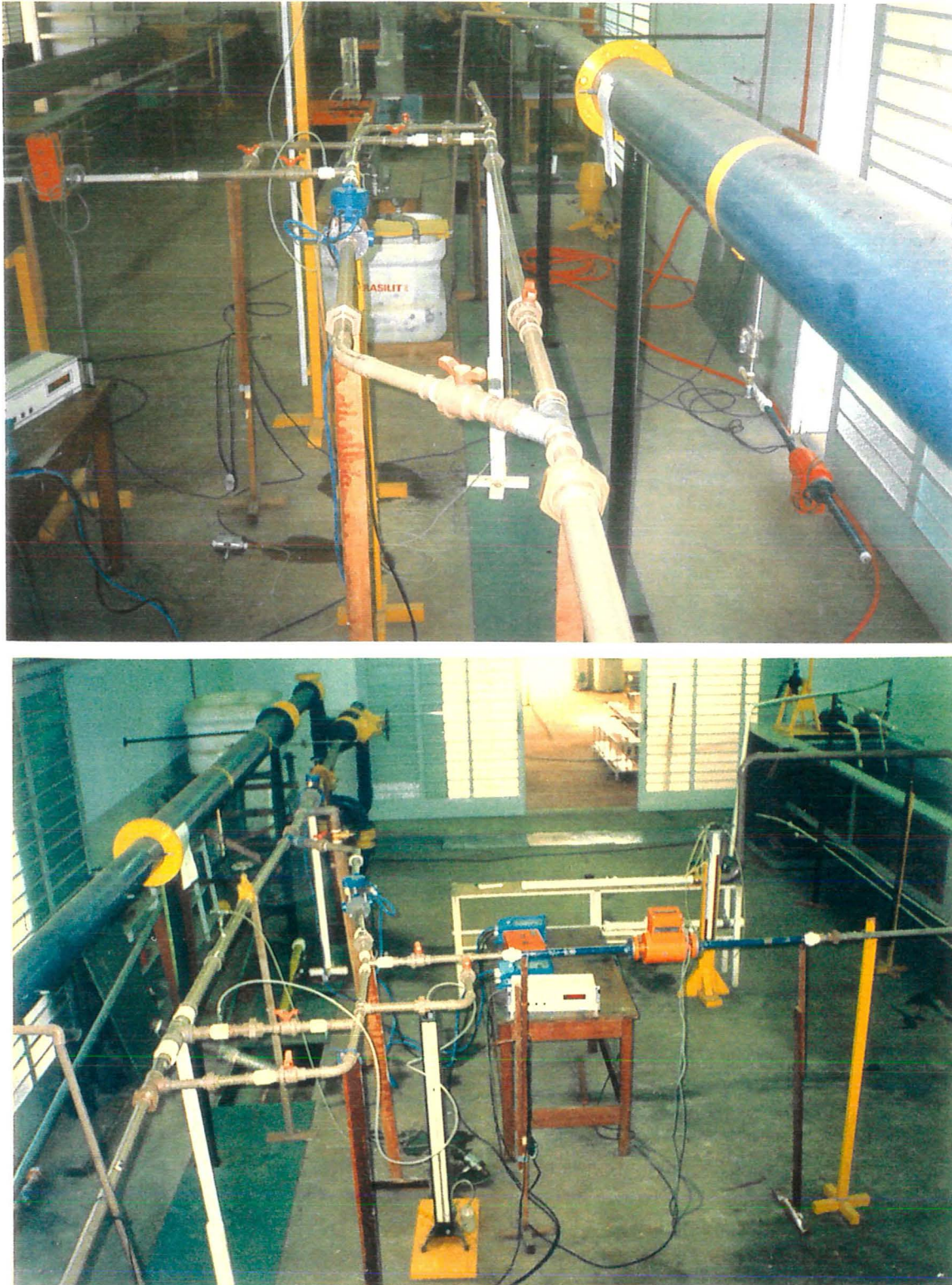


Figura 10. Vista da montagem do experimento em laboratório e parte dos instrumentos e dos injetores utilizados para tomada dos dados.

3.5. Referenciais estabelecidos para execução da pesquisa

Para alcançar os objetivos propostos, o trabalho foi dividido em duas etapas principais. A primeira delas, consistiu em desenvolver as equações para calcular os parâmetros básicos como os rendimentos e as perdas de carga do injetor. Os dados adquiridos nessa etapa serviram como parte dos referenciais comparativos do funcionamento desses injetores nas diferentes formas de instalação. Na segunda etapa, estabeleceu-se os procedimentos teóricos que serviram como base para definir o funcionamento da instalação que utiliza injetor tipo Venturi duplo.

3.5.1. Dedução das fórmulas para obter os parâmetros básicos

3.5.1.1. Dedução da fórmula para calcular o rendimento no injetor tipo Venturi

Na dedução da fórmula que permite calcular o rendimento do injetor tipo Venturi nessa condição de trabalho, partiu-se das recomendações de Silvester & Mueller (1968), quando citam a fórmula geral definida pela eq. (20) que expressa esse parâmetro e afirmam que outras podem ser obtidas desta, bastando fazer os possíveis ajustes considerando cada forma de energia do sistema utilizado. Considerou-se também os dois coeficientes (ε) e (σ) já definidos nas eq. (21) e eq. (22). Para o início das deduções, foram estabelecidos as grandezas definidas pelas alturas existentes no coeficiente (ε) em termo de unidade de pressão, em que:

$$\varepsilon = \frac{(P_{\text{saida}} - P_{\text{sucção}})}{(P_{\text{entrada}} - P_{\text{saida}})} \quad (35)$$

em que,

P_{entrada} - pressão na entrada do injetor, mca;

$P_{\text{saída}}$ - pressão na saída do injetor, mca;

$P_{\text{sucção}}$ - pressão de sucção do injetor (sucção), mca.

Segundo Hirshmann (1958) e Silvester & Mueller (1968) a equação geral que expressa o rendimento nos injetores é dada pelo produto dos dois coeficientes (ε) e (σ), ou seja:

$$\eta = \sigma \varepsilon \quad (36)$$

Substituindo os valores dos coeficientes (ε) e (σ) na eq. (36) obtém-se aquela eq. (20), anteriormente citada por Mueller (1964), como a Fórmula Geral que define o rendimento nos injetores, ou seja:

$$\eta = \frac{q_{\text{suc}} (P_{\text{saída}} - P_{\text{sucção}})}{Q_{\text{mot}} (P_{\text{entrada}} - P_{\text{saída}})}$$

Considerando as informações de Silvester & Mueller (1968), de que uma outra forma de expressar os rendimentos (η) se faz em função das diferentes formas de energia envolvidas no sistema, partiu-se para definir cada forma de energia no sistema geral onde se têm o conjunto relativo à: a) energia de pressão; b) energia cinética e c) energia de posição.

Estando o injetor instalado horizontalmente, essa última forma de energia será anulada, restando apenas as duas primeiras formas de energia. Considerando-se E_2 como energia útil de sucção e E_1 como energia total do sistema, o rendimento do injetor pode ser obtido através da relação entre essas duas formas de energia, ou seja:

$$\eta = \frac{E_2}{E_1} \quad (37)$$

Definindo cada termo da eq. (37) em forma de energia, tem-se:

$$\eta = \frac{(E_{c2} + E_{p2})}{(E_{c1} + E_{p1})} \quad (38)$$

em que:

E_c - energia cinética = $\frac{1}{2} mv^2$; e

E_p - energia de pressão = $P\theta$;

em que:

θ - volume, m^3 .

Considerando a energia pela variação do tempo (Δt), obtém-se:

$$\frac{E_c}{\Delta T} = \frac{m V^2}{2\Delta T} \quad (39)$$

e

$$\frac{E_p}{\Delta T} = \frac{P\theta}{\Delta T} \quad (40)$$

Sendo a massa do fluido (m) dada por:

$$m = P \theta \quad (41)$$

e a vazão (Q) dada por:

$$Q = \frac{\theta}{\Delta T} \quad (42)$$

Outras relações hidráulicas estabelecem que:

$$\frac{Ec}{\Delta T} = \frac{\rho \theta V^2}{2\Delta T} \quad (43)$$

$$\frac{Ec}{\Delta T} = \frac{\rho Q V^2}{2} \quad (44)$$

e

$$\frac{Ep}{\Delta T} = PQ \quad (45)$$

Fazendo novas substituições, obtém-se a **Fórmula Geral** que permite calcular o rendimento dos injetores tipo Venturi, dada por:

$$\eta = \frac{(\rho_2 \frac{Q_2^3}{2A_2^2} + Q_2 (P_3 + P_2))}{(\rho_1 \frac{Q_1^3}{2A_1^2} + Q_1 (P_1 - P_3))} 100 \quad (46)$$

em que:

η - rendimento do injetor, %;

ρ_n - massa específica do fluido no ponto considerado, Kg m⁻³;

Q_1 - vazão motriz na secção a montante do injetor, m³ s⁻¹;

Q_2 - vazão succionada pelo injetor, m³ s⁻¹;

P_1 - pressão de serviço no ponto a montante do injetor, Pa;

P_2 - tensão na secção estrangulada do injetor, Pa;

P_3 - pressão no ponto após o injetor, Pa;

A_1 - área da secção a montante do injetor, m²;

A_2 - área da secção estrangulada do injetor, m².

3.5.1.2. Dedução da fórmula para calcular as perdas de carga localizadas no injetor tipo Venturi

Para deduzir a fórmula que permite calcular as perdas de carga localizadas do injetor tipo Venturi, considerou-se três pontos (P_1), (P_2) e (P_3) ilustrados nas Figuras 1 e 2. Esses pontos serviram como referenciais do sistema e facilitaram estabelecer o início da dedução da fórmula. Aplicando-se no sistema a Equação da Conservação da Energia nesses pontos, obtém-se:

$$E_1 + E_2 = E_3 + hf' \quad (47)$$

ou

$$hf' = E_1 + E_2 - E_3 \quad (48)$$

Sabendo-se que:

$$E_1 = \gamma Q_1 \frac{V_1^2}{2g} + \gamma Q_1 H_1 \quad (49)$$

$$E_2 = \gamma Q_2 \frac{V_2^2}{2g} + \gamma Q_2 H_2 \quad (50)$$

e

$$E_3 = \gamma Q_3 \frac{V_3^2}{2g} + \gamma Q_3 H_3 \quad (51)$$

Substituindo as eq. (49), eq. (50) e eq. (51) na eq. (48), obtém-se:

$$hf' = \left[\left(\gamma Q_1 \frac{V_1^2}{2g} + \gamma Q_1 H_1 \right) + \left(\gamma Q_2 \frac{V_2^2}{2g} + \gamma Q_2 H_2 \right) - \left(\gamma Q_3 \frac{V_3^2}{2g} + \gamma Q_3 H_3 \right) \right] \quad (52)$$

ou

$$h f' = \gamma Q_1 \left(\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} \right) + \gamma Q_2 \left(\frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} \right) - \gamma Q_3 \left(\frac{V_3^2}{2g} + \frac{P_3}{\gamma} \right) \quad (53)$$

Considerando que:

$$V_1 = \frac{Q_1}{S_1}; V_2 = \frac{Q_2}{S_2} \quad e \quad V_3 = \frac{Q_3}{S_3} \quad (54)$$

$$S_1 = \frac{\pi D_1^2}{4}; \quad S_2 = \frac{\pi D_2^2}{4} \quad e \quad S_3 = \frac{\pi D_3^2}{4} \quad (55)$$

Substituindo-se as eq. (55) nas eq. (44) tem-se:

$$V_1 = \frac{Q_1}{\frac{\pi D_1^2}{4}}; \quad V_2 = \frac{Q_2}{\frac{\pi D_2^2}{4}} \quad e \quad V_3 = \frac{Q_3}{\frac{\pi D_3^2}{4}} \quad (56)$$

ou

$$V_1^2 = \frac{16 Q_1^2}{\pi^2 D_1^4}; \quad V_2^2 = \frac{16 Q_2^2}{\pi^2 D_2^4} \quad e \quad V_3^2 = \frac{16 Q_3^2}{\pi^2 D_3^4} \quad (57)$$

Substituindo-se as eq. (57) na eq. (53) obtém-se:

$$h f' = \gamma Q_1 \left(\frac{16 Q_1^2}{\pi^2 D_1^4 2g} + \frac{P_1}{\gamma} \right) + \gamma Q_2 \left(\frac{16 Q_2^2}{\pi^2 D_2^4 2g} + \frac{P_2}{\gamma} \right) - \gamma Q_3 \left(\frac{16 Q_3^2}{\pi^2 D_3^4 2g} + \frac{P_3}{\gamma} \right) \quad (58)$$

ou

$$h f' = \left[\frac{16g}{\pi^2 2g} \left(\frac{Q_1^3}{D_1^4} + \frac{Q_2^3}{D_2^4} - \frac{Q_3^3}{D_3^4} \right) + Q_1 P_1 + Q_2 P_2 - Q_3 P_3 \right] \quad (59)$$

Essa foi a fórmula deduzida para obter as perdas de energia por unidade de tempo entre os pontos (P_1) e (P_3), definidos nas Figuras 2 e 3. Para obter finalmente, a **Fórmula Final** que permita calcular as perdas de carga localizadas do injetor tipo Venturi, ou as perdas de energia por unidade de peso (hf) em relação à vazão total na saída do sistema (Q_3), tem-se:

$$h_f = \frac{\left[\left(\frac{16g}{\pi^2} \left(\frac{Q_1^3}{D_1^4} + \frac{Q_2^3}{D_2^4} - \frac{Q_3^3}{D_3^4} \right) + Q_1 P_1 + Q_2 P_2 - Q_3 P_3 \right) \right]}{\gamma_3 Q_3} \quad (60)$$

sendo,

h_f - perda de carga acidental ou localizada do injetor, mca;

γ - peso específico do fluido no ponto considerado, Kgf m^{-3} ;

g - aceleração da gravidade local, m s^{-2} ;

D_1 - diâmetro da tubulação da secção a montante do injetor, m;

D_2 - diâmetro da tubulação de sucção, m;

D_3 - diâmetro da tubulação a jusante do injetor, m;

Q_1 - vazão do fluido na tubulação a montante do injetor, m s^{-1} ;

Q_2 - vazão do fluido na tubulação de sucção, m s^{-1} e;

Q_3 - vazão total na tubulação a jusante do injetor, m s^{-1} .

3.5.2. Procedimentos estabelecidos para definir o funcionamento da instalação que utiliza injetor tipo Venturi duplo.

De forma semelhante feita para o seguimento anterior dividiu-se essa parte do trabalho em cinco etapas seqüenciais e interrelacionadas:

- a primeira etapa consistiu em tomar os dados de cada injetor operando individualmente, instalado diretamente na linha. Esses dados serviram para obter as equações de regressão que permitiram definir o funcionamento de cada instrumento. Os parâmetros avaliados nessa etapa foram: vazões succionadas, vazões motrizes, perdas de carga e rendimentos em função das pressões e dos diferenciais de pressão definidos nos testes;

- na segunda etapa foram aproveitados os conhecimentos adquiridos na primeira e partiu-se para o planejamento e o desenvolvimento do modelo

matemático que previa definir as condições funcionais do sistema, constituído por injetor duplo, utilizando os dados de cada injetor;

- de posse do modelo matemático detalhadamente planejado e do conhecimento dos dados das etapas anteriores, procedeu-se a terceira etapa, que consistiu na elaboração do programa de computador previsto como parte integrante do trabalho;

- na quarta etapa, fez-se os testes experimentais para obter os dados necessários ao processo de validação do programa e do modelo matemático; e

- finalmente, de posse dos resultados de cada uma dessas etapas, procedeu-se as análises estatísticas dos dados simulados em relação àqueles obtidos experimentalmente. Em seguida, as possíveis conclusões foram tiradas e serão detalhadas oportunamente.

3.5.2.1. Modelo matemático definido para expressar o funcionamento do sistema que utiliza injetor tipo Venturi duplo

Na formulação do modelo matemático para definir o funcionamento do sistema de injeção que utiliza injetor tipo Venturi duplo, utilizou-se do esquema ilustrativo da Figura 11. Esse esquema foi planejado e desenvolvido como base para estabelecer e definir todo o processo de funcionamento da instalação. O conhecimento advindo desse esquema foi de fundamental importância nas considerações hidráulicas que permitiram obter o modelo matemático e o programa de computador desenvolvidos neste trabalho.

No esquema, os círculos delimitados com as letras A e B, representam os injetores caracterizados como **principal** e **secundário**, respectivamente.

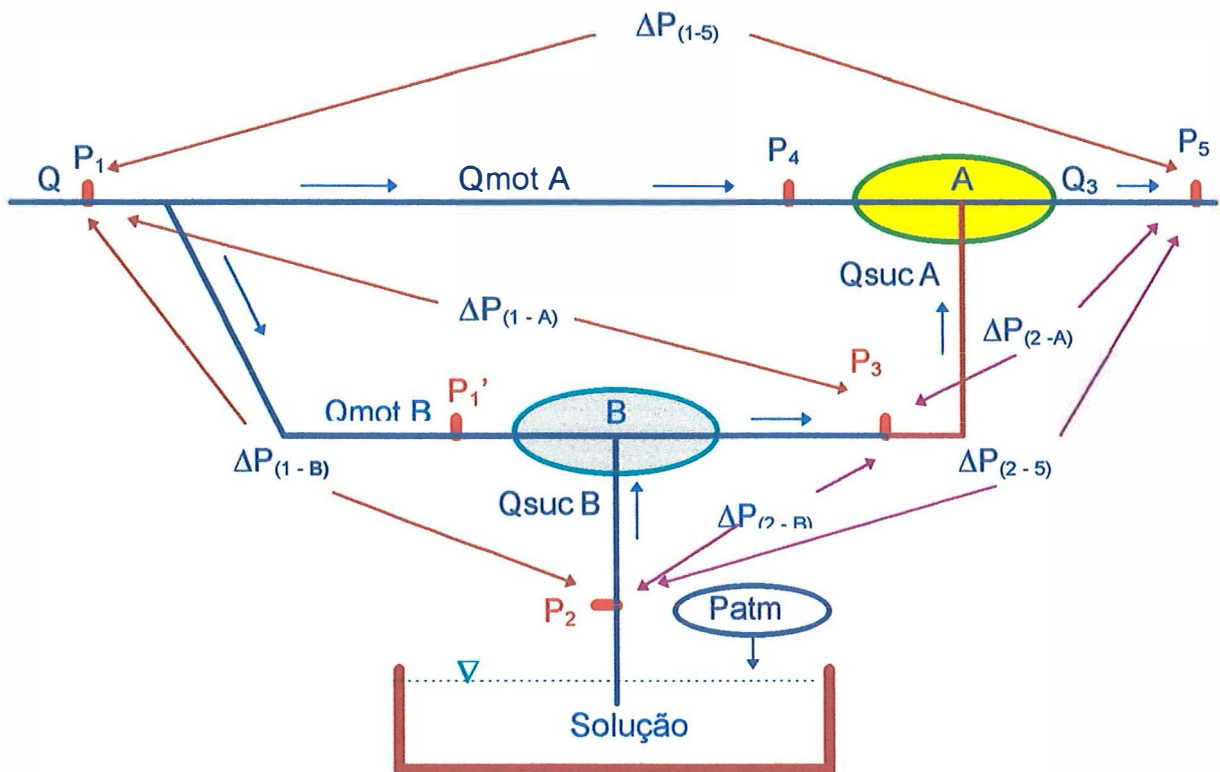


Figura 11. Esquema utilizado para formular o modelo matemático que define o funcionamento do sistema com injetor tipo Venturi duplo.

No processo de sucção do sistema com injetor duplo, foram definidos seis pontos considerados estratégicos; pontos que no esquema, estão delimitados com traços vermelhos mais grossos. As pressões de serviço na estrada do sistema foram obtidas no ponto caracterizado no esquema como P1. A pressão no ponto definido como P4, correspondeu àquela imediatamente a montante do injetor principal.

O ponto P1' foi estabelecido para obter as pressões de serviço a montante do injetor secundário, pressões essas, que são aproximadamente iguais àquelas no ponto P1. O ponto P2, na câmara de mistura, serviu para obter as depressões. Já o ponto P3, instalado logo a jusante do injetor secundário, foi considerado para obter as pressões a jusante desse injetor ou as depressões na

tubulação de sucção do injetor principal. O ponto P_5 , instalado imediatamente a jusante do injetor principal, permitiu obter as pressões na tubulação de saída do sistema.

As pressões nesses diferentes pontos, por sua vez, permitiram obter seis diferenciais de pressão, $\Delta P_{(1-A)}$, $\Delta P_{(2-A)}$, $\Delta P_{(1-B)}$, $\Delta P_{(2-B)}$, $\Delta P_{(2-5)}$ e $\Delta P_{(1-5)}$, que foram considerados como parâmetros estratégicos do sistema em razão deles contribuírem diretamente para definir o limite operacional dos injetores individuais, do sistema duplo e principalmente nas equações de regressão representativas das perdas de carga e dos rendimentos dessa forma de instalação.

Além das pressões e dos diferenciais de pressão mencionados, considerou-se outras relações que incluíram as vazões motrizes e as vazões succionadas pelos injetores em cada forma de instalação. No sistema constituído de injetor tipo Venturi duplo tem-se uma vazão no início do sistema de irrigação que será caracterizada como Q . Essa vazão Q , no início do sistema com injetor tipo Venturi duplo, é dividida para atender as vazões motrizes dos injetores principal ($Q_{mot A}$) e a vazões motrizes do injetor secundário ($Q_{mot B}$). A vazão succionada pelo injetor secundário ($Q_{suc B}$), juntamente com sua vazão motriz ($Q_{mot B}$), constituem a vazão succionada pelo injetor principal ($Q_{suc A}$). A vazão total na saída do sistema (Q_{total}), corresponde a vazão a jusante do injetor principal e portanto, o somatório da vazão motriz do injetor principal ($Q_{mot A}$) com e a vazão succionada por ele (Q_{sucA}). A vazão (Q_{sucA}), reúne a vazão motriz ($Q_{mot B}$) e as vazões succionadas pelo injetor secundário ($Q_{suc B}$).

Essas foram as considerações hidráulicas iniciais que serviram de base teórica para formular o modelo matemático previsto para atender os objetivos propostos no trabalho.

Para o início das deduções da equação matemática representativa do modelo, partiu-se da fórmula recomendada para obter a vazão num bocal:

$$q = C_c C_v S \sqrt{2g\Delta h} \quad (61)$$

em que,

C_c - coeficiente de contração do bocal, adimensional;

C_v - coeficiente de velocidade, adimensional;

S - área do bocal, m^2 ;

g - aceleração da gravidade local, $m\ s^{-2}$; e

Δh - diferencial de pressão entre um ponto a montante do bocal e um ponto na saída do bocal, kPa.

Para facilitar o uso da eq. (61), os valores que são constantes e conhecidos do bocal podem ser colocados implícitos numa só constante K . Assim feito, a eq. (61) passa a ser expressa apenas em função dos diferenciais de pressão definidos pelo termo Δh , ou seja:

$$q = K \sqrt{\Delta h} \quad (62)$$

O termo Δh da eq.(62), no caso específico para o injetor Venturi, corresponde a um diferencial de pressão obtido entre um ponto na tubulação imediatamente a montante do injetor e um ponto na saída do bocal da secção convergente incluso no interior da câmara de mistura.

Considerando-se as pressões nos diferentes pontos definidos no esquema anterior e mencionados (Figuras 9 e 11), obtém-se os seguintes diferenciais de pressão:

$$\Delta P_{(1-A)} = P_1 - P_{t_3} \quad (63)$$

$$\Delta P_{(2-A)} = P_{t_5} - P_{t_3} \quad (64)$$

$$\Delta P_{(1-B)} = P_{t_1} \quad (65)$$

$$\Delta P_{(2-B)} = P_{t_3} - P_{t_2} \quad (66)$$

Considerando as vazões no mesmo esquema, têm-se:

$$Q_{\text{suc A}} = Q_{\text{mot B}} + Q_{\text{suc B}} \quad (67)$$

Como a secção convergente do injetor termina em forma de bocal, a vazão motriz no injetor secundário ($Q_{\text{mot B}}$) obtida pela eq. (62) que substituída na eq. (67) permite estabelecer:

$$Q_{\text{suc A}} = Q_{\text{suc B}} + K \sqrt{\Delta P_{(1-B)}} \quad (68)$$

e

$$Q_{\text{suc B}} = Q_{\text{suc A}} - K \sqrt{\Delta P_{(1-B)}} \quad (69)$$

De modo semelhante para o injetor principal, tem-se:

$$Q_{\text{mot A}} = K \sqrt{\Delta P_{(1-A)}} \quad (70)$$

Para constituir o primeiro diferencial de pressão $\Delta P_{(1-A)}$, considerou-se as pressões obtidas em um ponto instalado imediatamente a montante do injetor e outro instalado na câmara de mistura ou na tubulação de sucção, submetida às depressões. Já no segundo diferencial de pressão $\Delta P_{(2-A)}$, considerou-se as

pressões em um ponto instalado na tubulação em condições de depressão e outro instalado na tubulação imediatamente a jusante do injetor. Essas considerações permitiram estabelecer as seguintes relações:

$$Q_{suc A} = f(\Delta P_{(1-A)}; \Delta P_{(2-A)}) \quad (71)$$

e

$$Q_{suc B} = f(\Delta P_{(1-B)}; \Delta P_{(2-B)}) \quad (72)$$

Analisando os dois diferenciais de pressão que constituem a eq. (72), observa-se que eles incluem, simultaneamente, tanto as condições de pressão a montante do injetor principal e secundário, quanto as condições de pressão definidas pelo injetor principal sobre o injetor secundário. Em razão da importância desses dois diferenciais de pressão, eles foram considerados como referenciais nas deduções das fórmulas, no manejo e avaliação do desempenho da instalação que utiliza injetor tipo Venturi duplo.

3.5.2.2. Condições estabelecidas para elaborar o programa de computador que define o funcionamento e otimização de sistemas com injetor duplo

Conhecendo-se as relações definidas pelas eq. (61) a (72), utilizou-se como procedimento matemático um método iterativo para o início e execução do programa de computador. Os passos seguidos para estabelecer o programa de computador foram os seguintes:

- inicialmente, definiu-se como condição de contorno do processo de iteração do programa de computador que, **as vazões succionadas pelo injetor principal obtidas por dois caminhos diferentes deveriam permitir os mesmos resultados;**

- de posse dos valores das vazões succionadas obtidas em laboratório com injetores funcionando individualmente e conjuntamente no sistema com injetor duplo, foram utilizados para ajustar os modelos de equações de regressão representativas desse parâmetro em funções dos diferenciais de pressão;

- quando considerou-se os diferenciais de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura $\Delta P_{(1-A)}$, juntamente com o diferencial de pressão entre esse ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor $\Delta P_{(2-A)}$, os modelos de regressão que apresentaram melhores ajustes seguiram funções polinomiais quadráticas do tipo:

$$Q_{suc} X = C_1 \Delta P_{(1-A)} - C_2 \Delta P_{(1-A)}^2 - C_3 \Delta P_{(2-A)} + C_4 \Delta P_{(2-A)}^2 \quad (73)$$

- de posse das equações de regressão representativas do funcionamento de cada injetor, constituinte do sistema duplo, a base para obter o primeiro seguimento foi definida, ou seja: as vazões succionadas pelo injetor principal (Q_{sucA}), determinadas pela eq. (68), seriam as mesmas vazões succionadas por esse mesmo injetor, porém considerando uma função obtida por meio da eq. (71) com os dados experimentais desse injetor;

- para a elaboração e execução do programa, atribuiu-se uma pressão de serviço no ponto a montante do injetor (P_{t1}), um valor para taxa de depressão na câmara de mistura (P_{t2}) e uma pressão na saída do sistema (P_{t5}). O ponto P_{t3} corresponde aquele cuja pressão de serviço ou depressão, influe diretamente no funcionamento de ambos injetores. Isso levou a considerá-lo como referencial para o funcionamento do programa;

- para a execução do programa, ele calcula os diferenciais de pressão $\Delta P_{(1-A)}$ pela eq.(63), e $\Delta P_{(2-A)}$ pela eq.(64) considerando os valores das

pressões estabelecidas para os pontos P_1 e P_5 em relação ao valor inicial atribuído para o ponto P_3 . Calculado os valores desses diferenciais, eles são substituídos na eq. (71) que define o valor de $(Q_{suc} A)$. O programa em seguida, calcula os diferenciais de pressão $\Delta P_{(1-B)}$ pela eq.(65) e $\Delta P_{(2-B)}$ pela eq.(66) que substituídos na eq.(67) forneceram um valor para $Q_{suc} A$, logicamente, com os valores correspondentes as pressões atribuídas nesses pontos. Definiu-se como limite das interações, que enquanto houver uma diferença entre as vazões succionadas por esses dois caminhos superior a um pequeno referencial, o programa deveria automaticamente aumentar o valor inicial atribuído para P_{t_3} de um pequeno incremento. Isso é feito até que os valores para as duas vazões succionadas fossem iguais ou aproximadamente iguais. Quando essas condições são encontradas, o processo de iteração é finalizado e o programa informa o valor encontrado para P_{t_3} que satisfaz essas condições.

- .finalmente, de posse dos dados das pressões de serviço, pressão no ponto P_3 , diferenciais de pressão e vazões succionadas, partiu-se para a etapa de validação do modelo matemático e do programa desenvolvido. Nessa etapa de validação dos dados e do programa, o sistema de instalação foi novamente colocado em funcionamento e mantido nas condições hidráulicas definidas para as pressões de serviço, os diferenciais de pressão e as vazões motrizes otimizadas. Os dados fornecidos pelo programa em cada condição analisada foram comparados com aqueles obtidos experimentalmente.

3.6. Considerações sobre o programa de computador desenvolvido

Para atender a objetivo do trabalho que estabelecia o desenvolvimento de um programa de computador para resolver o modelo matemático que define a forma de instalação que utiliza injetor tipo Venturi duplo, desenvolveu-se um programa em Visual Basic, versão 4 que permitiu

obter as condições de otimização dos injetores funcionando em sistema com injetor duplo.

O programa em si foi constituído por duas funções básicas:

- uma alternativa que permite otimizar formas de manejo de injetores duplo, partindo das características hidráulicas dos injetores individuais; e
- uma alternativa que permite a entrada das dimensões das peças que deverão compor um injetor semelhante a um utilizado no trabalho. De posse desses valores, o programa calcula as dimensões das peças necessárias para sua confecção visando atender uma determinada condição de vazão, de pressão e de diferencial de pressão. Essa última alternativa, embora não tenha feito parte dos objetivos do trabalho, foi definida visando permitir ao usuário acesso à metodologia para o dimensionamento e construção do próprio injetor.

No programa, um menu foi inserido, tanto numa opção como na outra, que informa, quando acessado: os passos necessários para a entrada das variáveis, os procedimentos requeridos para a execução do programa, do desenho do injetor e das dimensões dos seus principais componentes.

Para facilitar a entrada dos dados e início do funcionamento do programa, decidiu-se colocar alternativas que permitissem a digitação direta dos dados nas janelas, ou que esses dados fossem considerados pelo programa, articulando-se com o mouse, um controle tipo barra de rolagem horizontal. O afastamento do controle para a direita ou para a esquerda, aumenta ou diminui os valores de entrada de cada variável. O programa considera automaticamente cada valor e os resultados são apresentados nas janelas de saída correspondentes a essas variações. O usuário conhecendo as condições otimizadas pelo programa, pode optar por imprimi-los, voltar ao início do programa e escolher novas combinações de injetores, ou finalizá-lo.

O programa foi denominado de VENTUMET, estando armazenado em quatro disquetes tamanho 3 1/2" de alta densidade que constituem o ANEXO deste trabalho. Sua instalação se procede por meio do comando SETUP, existente no primeiro disquete, cujos procedimentos seqüenciais seguem os passos normais.

Os injetores foram confeccionados com peças tipo Tê, em PVC soldável, que constituem a câmara de mistura e servem de envoltório aos demais componentes. As peças que compõem as secções convergente e divergente do injetor deverão ser dimensionadas a fim de atenderem aos limites de vazão motriz, de pressão e de diferencial de pressão. Cada uma dessas peças deve ter sua extremidade de saída inserida nos adaptadores soldáveis em PVC curto, com bolsa e rosca com diâmetro igual ao de saída da peça Tê.

A extremidade rosqueada desse adaptador, serve para fixar o injetor na tubulação de irrigação. Seu diâmetro interno é utilizado no início dos cálculos dos bocais convergente e divergente visto que, o ângulo da abertura dessas secções deve corresponder exatamente ao diâmetro interno menor desse adaptador. Isso permite que o fluido ao sair da tubulação a montante do injetor não encontre obstáculos ao entrar no injetor. Se o Tê utilizado na confecção do injetor, não possuir o diâmetro da entrada da base menor que o diâmetro de entrada lateral dos adaptadores, deve-se utilizar uma bucha para permitir essa redução o que permite que a tubulação de sucção seja mais reduzida.

As Figuras 12 e 13 apresentam as opções consideradas para os dados de entrada e para o processo de funcionamento do programa. Já o fluxograma da Figura 14, ilustra os passos seqüenciais considerados para o funcionamento do programa e as variáveis que foram definidas para sua execução. Os parâmetros informados nesse fluxograma são referentes ao conjunto de injetores duplos de 40 mm x 25 mm.

Venturi3

DIMENSIONAMENTO DO INJETOR COM MEDIDAS FORNECIDAS

COMPONENTES DO TÊ / JUNTA		CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO	
Diâmetro de saída do adaptador (mm)	30.2	Velocidade estabelecida a montante (m/s)	2.5
Comp. lateral de saída do adaptador (mm)	26.1	Diferencial estabelecido a montante (mca)	30
Diâmetro interno maior do tê (mm)	38.8	Diferencial estabelecido a jusante (mca)	18
Diâmetro interno menor do tê (mm)	34.4	Ângulo da secção convergente (Graus)	20
Comprimento da parte central do tê (mm)	33.8	Ângulo da secção divergente (Graus)	10
Comprimento de cada lateral do tê (mm)	26.4	Relação "m" estabelecida	0.55
Diâmetro de sucção do tê (mm)	30.2		

RESULTADOS FORNECIDOS PELO PROGRAMA

BOCAL CONVERGENTE		BOCAL DIVERGENTE	
Diâmetro nominal do injetor (mm)	40	Diâmetro do bocal divergente (mm)	13.43
Comprimento total do Tê (mm)	86.6	Comp. horiz. total parte fina (mm)	7.43
Diâmetro do bocal convergente (mm)	9.96	Comp. horiz. real parte fina côncava (mm)	10.49
Vazão calculada (l/h)	6446.85	Comp. horiz. real parte grossa (mm)	52.5
Distância entre os bocais (mm)	14.93	Comp. do tarugo divergente (mm)	59.93
Comp. horiz. real parte fina (mm)	11.44	Ângulo convergente otimiz. (graus)	18.23
Comp. horiz. total parte fina (mm)	23.66	Ângulo divergente otimiz. (graus)	23.95
Comp. horiz. total parte grossa (mm)	52.5	Comp. total do tarugo de PVC (mm)	176.91
Comp. do tarugo convergente (mm)	76.18	Peso do tarugo de PVC (g)	311.24

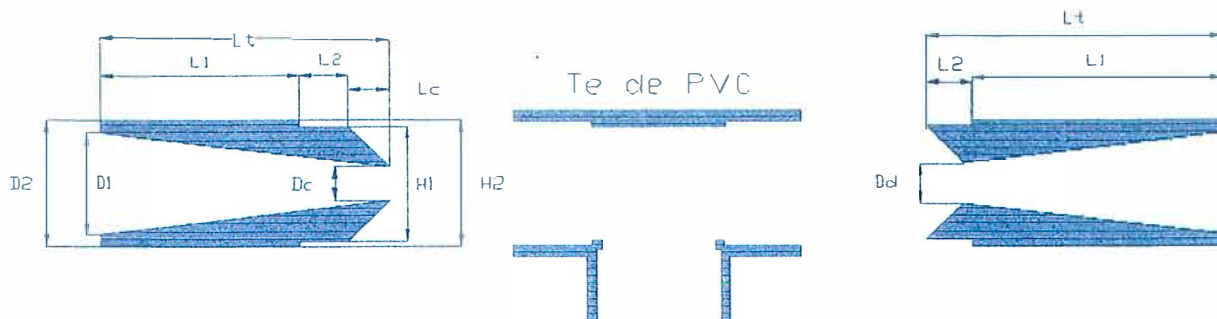


Figura 12. Esquema dos dados de entrada e de saída para o dimensionamento de injetores tipo Venturi e detalhes das partes dos seus bocais.

1.5.1/100

Combinções dos Injetores

Injetor Principal

60 mm 40 mm

50 mm 32 mm

Injetor Secundário

20 mm 32 mm

25 mm 40 mm

Combinção 40 mm x 25 mm

Dados de entrada e de saída

Pressão de serviço no ponto 1 (mca)	45	Vazão motriz no injetor B (l/h)	4688,36
<input type="text" value="45"/>		Vazão de sucção p/ injetor B (l/h)	623,89
Depressão no ponto 2 (mca)	-1	Diferença das vazões A-A' (l/h)	-18,63
<input type="text" value="-1"/>		Vazão sucção otim. no injetor A (l/h)	5330,88
Pressão no ponto 3 (mca)	7	Pressão otim. no ponto 3 (mca)	15,8
<input type="text" value="7"/>			
Pressão no ponto 4 (mca)	15		
<input type="text" value="15"/>			

Figura 13. Esquema dos dados de saída para o manejo do sistema de instalação constituído por injetor duplo tipo Venturi.

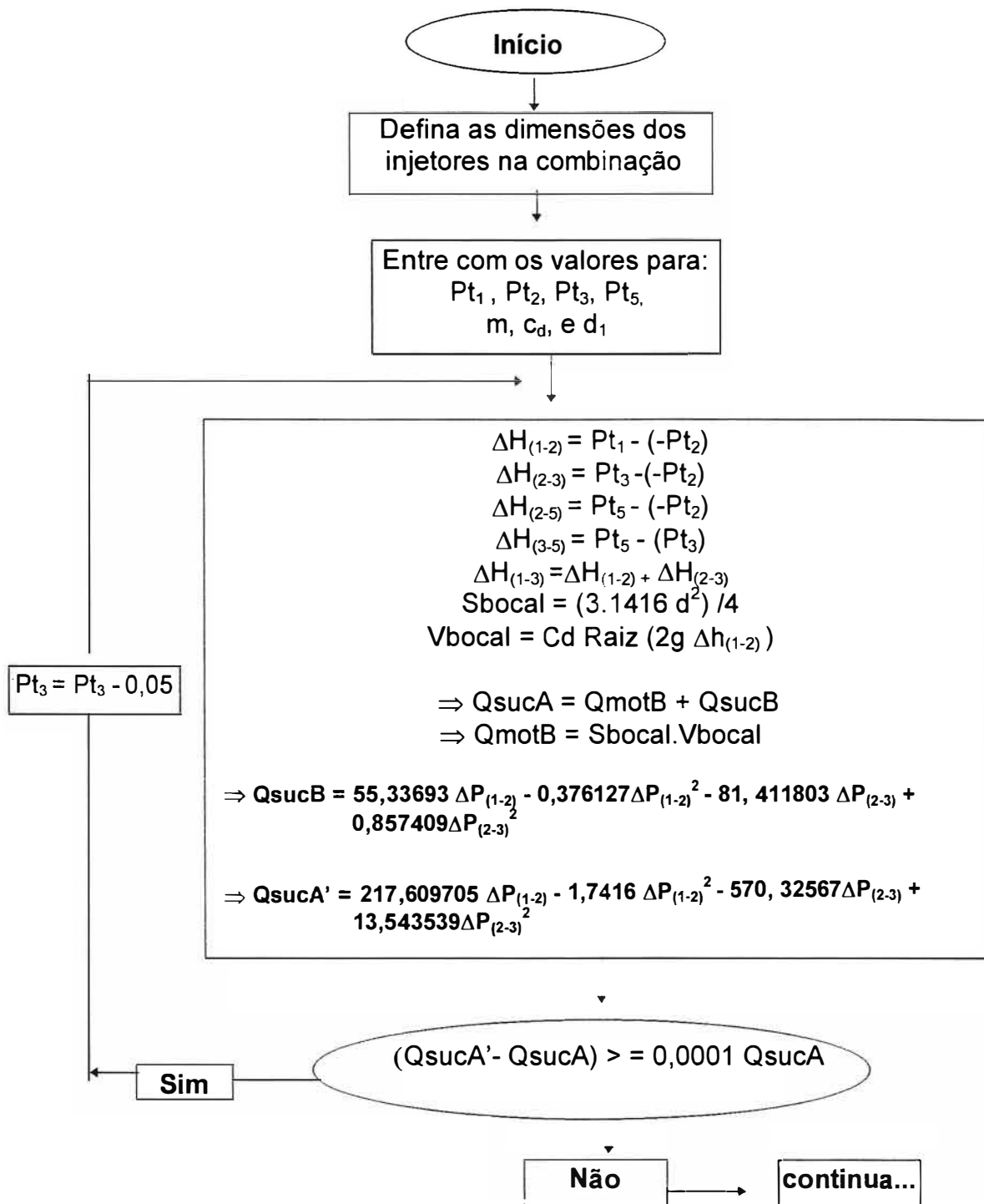


Figura 14. Fluxograma para determinar os diferenciais de pressão e definir o funcionamento de injetores duplos a partir dos dados dos injetores individuais.

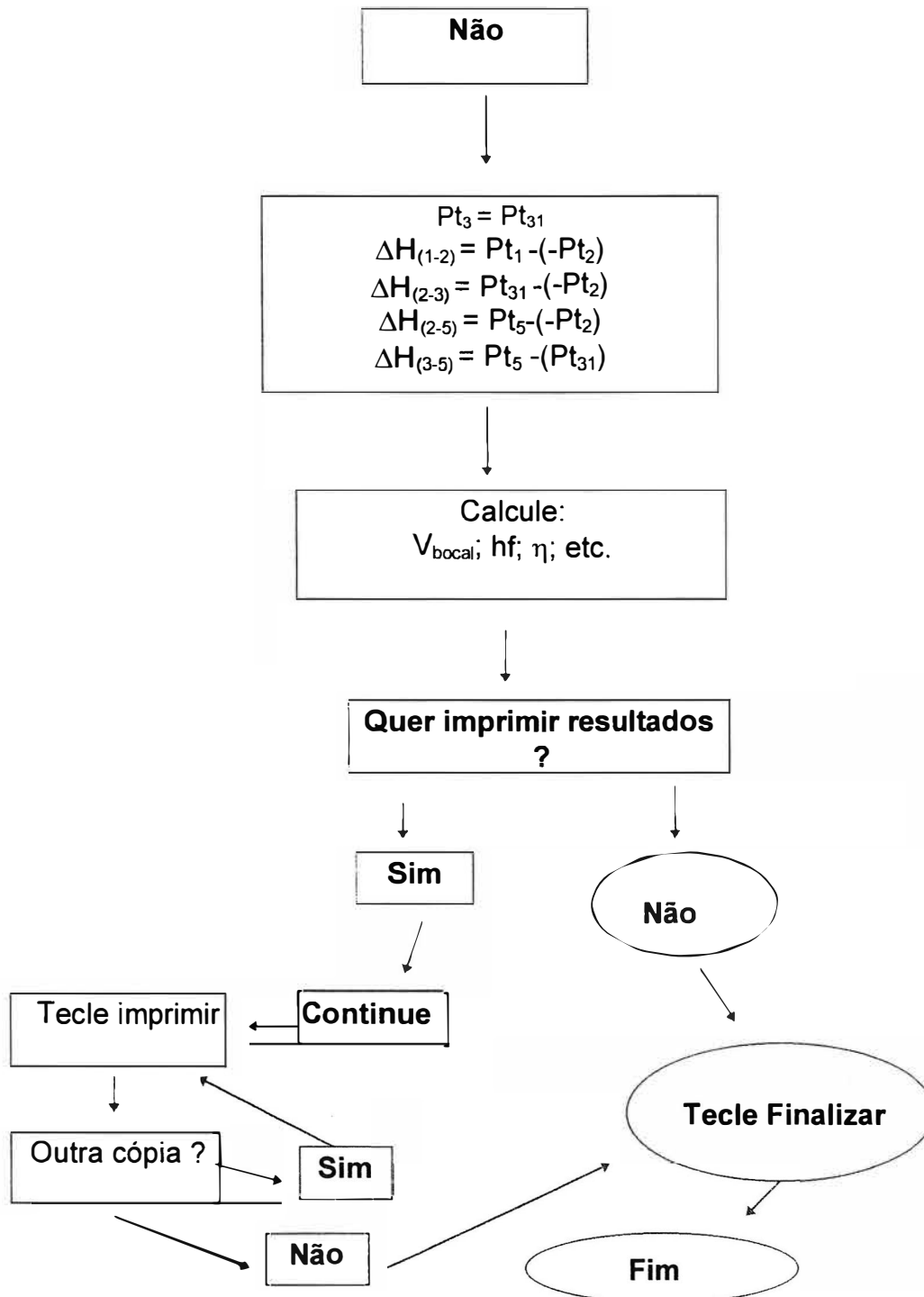


Figura 14. Fluxograma para determinar os diferenciais de pressão e definir o funcionamento de injetores duplos a partir dos dados dos injetores individuais.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os dados das tabelas e das figuras apresentados e discutidos neste capítulo referem-se aos resultados experimentais juntamente com aqueles fornecidos pelo programa de computador desenvolvido. Embora os testes tenham sido feitos com mais injetores, escolheram-se os dados do injetor de 25 mm como representativos daqueles que trabalharam como secundário. Já os dados obtidos com o injetor de 40 mm serviram como representativos do funcionamento do injetor principal na instalação que utiliza injetor tipo Venturi duplo. Da mesma forma, os dados do primeiro injetor instalado diretamente na tubulação de abastecimento, serviram como comparativo dos demais nessa forma de instalação e condição operacional. Os valores das perdas de carga e dos rendimentos foram obtidos através das eq. (49) e (34), respectivamente. Os demais parâmetros foram medidos diretamente ou definidos a partir destes.

4.1. Dados do injetor de 25 mm instalado diretamente na tubulação de abastecimento operando com a tubulação de sucção em condições de depressão

A Tabela 1 apresenta os dados: da pressão de serviço (P_1), depressão (P_2), pressão pós-injetor (P_3), vazão motriz (Q_{motriz}), vazão succionada ($Q_{sucção}$) e vazão total (Q_{total}), obtidos com o injetor de 25 mm trabalhando individualmente instalado na linha em condições de pressões de serviço variando de 147,09 kPa a 686,42 kPa (15 mca, 20 mca, 25 mca, 30 mca, 35 mca, 40 mca, 45 mca, 50 mca, 60 mca e 70 mca).

Tabela 1. Pressão de serviço (P_1), depressão (P_2), pressão pós-injetor (P_3), vazão motriz (Q_{motriz}), vazão succionada ($Q_{succão}$) e vazão total (Q_{total}) com injetor de 25 mm.

P1 (mca)	P1 (kPa)	P2 (kPa)	P3 (kPa)	Qmotriz ($10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$)	Qsuccão ($10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$)	Qtotal ($10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$)
15,00	147,09	6,28	20,79	67,90	28,98	96,88
15,00	147,09	6,08	35,69	67,54	20,80	88,34
15,00	147,09	7,35	46,28	68,66	12,99	81,65
15,00	147,09	7,35	61,97	67,98	5,50	73,48
15,00	147,09	8,24	78,45	68,74	0,77	69,51
15,00	147,09	4,02	84,04	67,70	0,12	67,82
20,00	196,12	9,81	27,46	79,60	29,96	109,56
20,00	196,12	11,08	39,22	79,50	24,82	104,32
20,00	196,12	8,43	52,66	79,00	19,00	98,00
20,00	196,12	10,98	69,62	79,50	9,51	89,01
20,00	196,12	17,06	94,92	80,72	0,48	81,20
20,00	196,12	14,02	101,00	80,50	0,41	80,91
25,00	245,15	12,16	18,63	89,06	30,45	119,51
25,00	245,15	15,49	35,40	90,00	28,44	118,44
25,00	245,15	13,24	49,03	89,22	26,75	115,96
25,00	245,15	13,34	67,86	88,97	18,24	107,21
25,00	245,15	13,34	89,72	88,97	9,45	98,41
25,00	245,15	9,32	118,16	88,08	4,00	92,08
25,00	245,15	20,00	118,95	90,73	1,00	91,73
30,00	294,18	12,85	23,04	97,15	30,21	127,36
30,00	294,18	14,12	42,36	97,52	29,25	126,77
30,00	294,18	14,12	66,68	97,45	25,83	123,28
30,00	294,18	12,26	95,71	97,30	15,42	112,72
30,00	294,18	12,65	116,69	96,83	9,11	105,94
30,00	294,18	14,81	143,36	97,70	3,38	101,08
30,00	294,18	17,85	151,99	98,06	0,40	98,46

Continua...

...continuação da Tabela 1.

P1 (mca)	P1 (kPa)	P2 (kPa)	P3 (kPa)	Qmotriz (10⁻⁵ m³s⁻¹)	Qsucção (10⁻⁵ m³s⁻¹)	Qtotal (10⁻⁵ m³s⁻¹)
35,00	343,21	12,85	34,81	104,53	30,59	135,12
35,00	343,21	16,28	58,84	105,13	29,02	134,16
35,00	343,21	15,49	93,16	105,08	23,62	128,71
35,00	343,21	13,83	114,73	104,30	16,53	120,83
35,00	343,21	11,37	138,95	104,11	10,26	114,37
35,00	343,21	13,63	157,19	104,30	6,64	110,94
35,00	343,21	13,34	174,25	103,47	4,42	107,89
35,00	343,21	13,83	180,43	103,10	3,00	106,10
40,00	392,24	16,57	32,36	110,80	32,37	143,17
40,00	392,24	16,18	54,13	110,73	32,25	142,98
40,00	392,24	16,38	78,64	122,10	31,86	153,96
40,00	392,24	15,10	112,28	110,63	27,09	137,71
40,00	392,24	12,55	145,13	109,90	16,17	126,07
40,00	392,24	10,88	179,65	109,67	8,56	118,23
40,00	392,24	14,12	205,93	110,54	3,28	113,82
40,00	392,24	8,63	222,99	109,68	1,61	111,29
45,00	441,27	13,43	34,22	117,34	32,48	149,82
45,00	441,27	14,91	60,40	117,64	31,73	149,37
45,00	441,27	16,57	100,61	118,05	30,09	148,14
45,00	441,27	15,49	135,72	117,78	23,56	141,33
45,00	441,27	12,26	172,00	116,80	14,41	131,21
45,00	441,27	10,49	212,79	116,15	7,21	123,36
45,00	441,27	9,32	239,46	116,80	2,46	119,26
45,00	441,27	13,63	247,99	117,60	0,20	117,80
50,00	490,30	11,18	39,13	125,40	32,62	158,02
50,00	490,30	11,47	74,53	124,90	32,20	157,10
50,00	490,30	12,36	103,94	125,50	31,24	156,74
50,00	490,30	14,12	143,85	125,17	26,69	151,86
50,00	490,30	14,12	183,76	125,28	16,48	141,76
50,00	490,30	12,94	217,69	124,90	10,73	135,63

Continua...

...continuação da Tabela 1.

P1 (mca)	P1 (kPa)	P2 (kPa)	P3 (kPa)	Qmotriz (10⁻⁵ m³s⁻¹)	Qsucção (10⁻⁵ m³s⁻¹)	Qtotal (10⁻⁵ m³s⁻¹)
50,00	490,30	11,08	251,03	124,28	5,17	129,45
50,00	490,30	16,18	260,84	126,10	2,08	128,18
60,00	588,36	15,49	30,99	159,90	32,53	192,43
60,00	588,36	15,40	58,84	136,76	32,18	168,94
60,00	588,36	15,49	81,59	136,94	32,20	169,14
60,00	588,36	15,49	103,94	136,60	31,76	168,36
60,00	588,36	15,49	149,44	136,47	31,15	167,62
60,00	588,36	15,30	218,38	136,55	23,91	160,46
60,00	588,36	15,98	251,23	136,65	13,18	149,83
60,00	588,36	11,18	305,65	135,30	6,05	141,35
60,00	588,36	12,94	328,50	135,70	2,20	137,90
70,00	686,42	14,02	42,66	146,60	31,35	177,95
70,00	686,42	14,91	81,68	146,63	31,26	177,89
70,00	686,42	16,57	132,09	147,20	29,30	176,50
70,00	686,42	17,85	177,78	147,38	28,15	175,53
70,00	686,42	19,22	213,57	147,40	24,61	172,01
70,00	686,42	15,69	258,98	146,60	18,51	165,11
70,00	686,42	15,30	297,12	146,60	13,50	160,10
70,00	686,42	15,10	342,92	146,10	7,26	153,36
70,00	686,42	19,02	361,45	147,08	3,88	150,97

Analisando os dados apresentados na Tabela 1 verifica-se alta variação nos valores dos parâmetros, principalmente, naqueles referentes às vazões succionadas e a vazão total do sistema. Essa variabilidade tornam-se bem mais evidente quando eles são analisados considerando todas as pressões de serviço dos testes. Essa diferença, possivelmente deve-se ao fato de que o funcionamento do injetor depende de muitos parâmetros hidráulicos que atuam interrelacionados. Um desses parâmetros que apresente influência maior no

funcionamento do injetor ou do sistema, não sendo controlado devidamente, ao variar apresentar como resultado, mudanças consideráveis naquela função de interesse do instrumento. A exemplo disso, tem-se os às mudanças nos valores dos diferenciais de pressão em razão das alterações nas taxas de depressão ou nas pressões a jusante do injetor.

Para tentar resolver parte desse problema e proceder a análise dos dados, considerou-se as observações de Kitrel et al. (1965) que sugerem fazer uma estimativa cíclica dos dados quando se avalia o que ocorre com o resultado de uma função, quando um dos parâmetros deve ser mantido fixo e os demais variam. Definiu-se avaliar a vazão total do sistema, as vazões succionadas ou vazões motrizes numa determinada pressão de serviço mantida fixa. Tem-se assim, um limite de condição de funcionamento do injetor mais restrito e facilita a interpretação do que ocorre com cada dado avaliado.

Os valores seguintes, entre parênteses, correspondem à média das respectivas vazões juntamente com o desvio padrão naquela condição de operação. Desse forma, têm-se a média e o desvio padrão da vazão total, das vazões succionadas e da vazões motrizes na pressão de serviço de 96,12, kPa (20 mca) com valores correspondentes respectivamente à: $(93,83 \text{ e } 10,98) \times 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$; $(79,80 \text{ e } 0,60) \times 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ e $(14,03 \text{ e } 11,43) \times 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$. Igualmente para os dados na pressão de serviço de 392,24 (40 mca) obtém-se: $(130,90 \text{ e } 14,72) \times 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$; $(111,75 \text{ e } 3,93) \times 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ e $(19,15 \text{ e } 12,50) \times 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$. Para pressão de serviço de 588,36 (60 mca) tem-se $(161,78 \text{ e } 15,82) \times 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$; $(138,98 \text{ e } 7,410) \times 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ e $(2,79 \text{ e } 11,64) \times 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$.

Considerando a definição de Gomes (1985) de que o desvio padrão representa um erro ou afastamento entre os valores observados e a média verdadeira dos dados, conclui-se que, quanto maior for o valor desse parâmetro maior será o erro entre os dados de uma população. Analisando

cada par de valores, observa-se que houve grande variabilidade entre os dados da vazão total do sistema e que aconteceu mais em decorrência da variação nas vazões succionadas do que em relação às vazões motrizes para determinada pressão de serviço. Isso provavelmente ocorreu em razão da influência dos diferentes parâmetros hidráulicos envolvidos no funcionamento desse injetor e nessa forma de instalação, corroborando com as afirmações de Silvester & Mueller (1968) quando citam que o desempenho dos instrumentos que funcionam seguindo esse princípio apresentam tal comportamento em razão da dependência desses parâmetros. Isso provavelmente, foi o que ocorreu, pois, embora a pressão de serviço tenha sido mantida fixa houve variação nos diferenciais de pressão que por sua vez, decorre de mudanças na taxa de depressão ou pressão na tubulação a montante. Os diferenciais de pressão influenciaram na variação das vazões succionadas, e essas diretamente na vazão total do sistema, que é somatório dessa com a motriz.

Nos extremos de pressões de serviço mais baixas e naquelas mais elevadas, os desvios padrões foram maiores que aqueles obtidos na pressão de serviço média de 392,24 (40 mca). Isso mostra que há para cada injetor, um limite operacional no qual ele funciona em melhor nas condições central desse espaço, resultados que vão ao encontro daqueles obtidos por Feitosa Filho et al. (1997).

Com os dados da Tabela 1 construiu-se a Tabela 2 que apresenta: os valores para os diferenciais de pressão obtidos entre um ponto instalado a montante do injetor e outro a sua jusante, entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura, entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor, a perda de carga e o rendimento obtidos com o injetor de 25 mm instalado diretamente na tubulação de abastecimento e operando nas pressões de serviço variando de 147,09 kPa (15 mca) até 686,42 kPa (70 mca).

Tabela 2. Pressão de serviço (P1), diferencial de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro a sua jusante ($Dif_{(1-3)}$), entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura ($Dif_{(1-2)}$), entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor ($Dif_{(2-3)}$), perda de carga (hf), rendimento (Rend.) e percentagem da perda de carga (%hf) em relação à pressão de serviço com o injetor de 25 mm.

P1 (kPa)	Dif₍₁₋₃₎ (kPa)	Dif₍₁₋₂₎ (kPa)	Dif₍₂₋₃₎ (kPa)	hf (kPa)	Rend. (%)	%hf (%)
147,09	126,30	153,37	27,06	83,11	51,83	56,51
147,09	111,40	153,17	41,77	77,34	42,35	52,58
147,09	100,81	154,44	53,64	77,89	28,99	52,95
147,09	85,12	154,44	69,33	74,16	14,68	50,42
147,09	68,64	155,33	86,69	66,71	2,52	45,36
147,09	63,05	151,11	88,06	62,42	0,44	42,44
196,12	168,66	205,93	37,26	116,37	45,95	59,34
196,12	156,90	207,20	50,30	111,68	41,24	56,94
196,12	143,46	204,55	61,09	106,07	34,28	54,08
196,12	126,50	207,10	80,61	105,95	19,59	54,02
196,12	101,20	213,18	111,98	99,61	1,25	50,79
196,12	95,12	210,14	115,02	93,66	1,13	47,76
245,15	226,52	257,31	30,79	165,58	38,83	67,54
245,15	209,75	260,64	50,89	153,07	39,27	62,44
245,15	196,12	258,39	62,27	141,17	39,50	57,58
245,15	177,29	258,49	81,19	136,66	29,90	55,74
245,15	155,43	258,49	103,06	132,26	17,66	53,95
245,15	126,99	254,47	127,48	116,00	9,10	47,32
245,15	126,20	265,15	138,95	123,06	2,31	50,20
294,18	271,14	307,03	35,89	202,62	35,22	68,88
294,18	251,82	308,30	56,48	185,45	36,72	63,04
294,18	227,50	308,30	80,80	167,19	35,92	56,83
294,18	198,47	306,44	107,96	158,65	24,46	53,93

Continua...

...continuação da Tabela 2.

P1 (kPa)	Dif₍₁₋₃₎ (kPa)	Dif₍₁₋₂₎ (kPa)	Dif₍₂₋₃₎ (kPa)	hf (kPa)	Rend. (%)	%hf (%)
294,18	177,49	306,83	129,34	152,23	16,27	51,75
294,18	150,82	308,99	158,17	140,60	7,09	47,79
294,18	142,19	312,03	169,84	140,27	0,90	47,68
343,21	308,40	356,06	47,66	231,63	33,79	67,49
343,21	284,37	359,49	75,11	211,70	34,90	61,68
343,21	250,05	358,70	108,65	188,17	32,25	54,83
343,21	228,48	357,04	128,56	181,95	24,77	53,02
343,21	204,26	354,58	150,33	173,26	17,11	50,48
343,21	186,02	356,84	170,82	165,20	12,20	48,13
343,21	168,96	356,55	187,59	154,43	9,01	45,00
343,21	162,78	357,04	194,26	152,52	6,37	44,44
392,24	359,88	408,81	48,93	272,71	33,19	69,53
392,24	338,11	408,42	70,31	251,07	35,18	64,01
392,24	313,60	408,62	95,02	233,28	34,00	59,47
392,24	279,96	407,34	127,38	203,77	35,63	51,95
392,24	247,11	404,79	157,68	196,84	24,10	50,18
392,24	212,59	403,12	190,53	183,69	14,81	46,83
392,24	186,31	406,36	220,05	174,30	6,48	44,44
392,24	169,25	400,87	231,62	162,68	3,47	41,47
441,27	407,05	454,70	47,66	311,88	30,92	70,68
441,27	380,87	456,18	75,31	287,89	32,31	65,24
441,27	340,66	457,84	117,18	252,05	34,26	57,12
441,27	305,55	456,76	151,21	232,53	29,90	52,69
441,27	269,27	453,53	184,25	220,51	20,77	49,97
441,27	228,48	451,76	223,28	201,93	12,28	45,76
441,27	201,81	450,59	248,78	191,70	4,71	43,44
441,27	193,28	454,90	261,62	191,44	0,39	43,38
490,30	451,17	501,48	50,30	349,60	28,91	71,30
490,30	415,77	501,77	86,00	314,99	31,12	64,24
490,30	386,36	502,66	116,30	288,48	32,39	58,84

Continua...

...continuação da Tabela 2.

P1 (kPa)	Dif₍₁₋₃₎ (kPa)	Dif₍₁₋₂₎ (kPa)	Dif₍₂₋₃₎ (kPa)	hf (kPa)	Rend. (%)	%hf (%)
490,30	346,45	504,42	157,97	260,35	31,05	53,10
490,30	306,54	504,42	197,89	249,22	21,65	50,83
490,30	272,61	503,24	230,64	233,16	15,85	47,55
490,30	239,27	501,38	262,11	218,67	8,72	44,60
490,30	229,46	506,48	277,02	220,41	3,64	44,96
588,36	557,37	603,85	46,48	456,71	22,04	77,62
588,36	529,52	603,76	74,23	417,36	26,83	70,94
588,36	506,77	603,85	97,08	394,70	28,02	67,08
588,36	484,42	603,85	119,44	373,38	28,98	63,46
588,36	438,92	603,85	164,94	329,50	31,40	56,00
588,36	369,98	603,66	233,68	281,99	28,57	47,93
588,36	337,13	604,34	267,21	284,66	17,30	48,38
588,36	282,71	599,54	316,83	256,25	9,49	43,55
588,36	259,86	601,30	341,44	249,12	3,74	42,34
686,42	643,76	700,44	56,68	522,03	23,26	76,05
686,42	604,74	701,33	96,59	483,44	24,72	70,43
686,42	554,33	702,99	148,66	439,91	25,25	64,09
686,42	508,64	704,27	195,63	398,25	26,45	58,02
686,42	472,85	705,64	232,79	374,40	24,92	54,54
686,42	427,44	702,11	274,67	349,61	20,74	50,93
686,42	389,30	701,72	312,42	330,31	16,60	48,12
686,42	343,50	701,52	358,02	309,64	10,15	45,11
686,42	324,97	705,44	380,47	305,88	5,73	44,56

Considerando os dados obtidos na pressão de serviço 392,24 kPa (40 mca) em que o injetor apresentou-se com melhor condição de operação com valor médio das vazões succionadas de $10^{-5} \times 19,15 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ ($689,4 \text{ l h}^{-1}$) e média das vazões motrizes de $10^{-5} \times 111,73 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ ($4022,3 \text{ l h}^{-1}$), verifica-se que essa última, correspondeu a 17,14% daquela, nas mesmas condições de serviço. Considerando as informações de Lopez (1998) de que as vazões succionadas com esse tipo de injetor pode variar de 20 a 3000 l h^{-1} , pode-se considerar o valor médio de $689,40 \text{ l h}^{-1}$ como aceitável, embora esse parâmetro, isoladamente, não seja suficiente para expressar ou justificar o desempenho do injetor ou a eficiência dessa forma de instalação.

De forma semelhante para as vazões succionadas, avaliaram-se os dados das perdas de carga, dos rendimentos e das porcentagens das perdas de carga em relação a pressão de serviço cujos resultados médios na pressão de serviço de 392,24 kPa foram de 209,79 kPa, 12,52% e 53,49%, respectivamente. Observa-se que o valor médio das perdas de carga e correspondeu a 53,49% da pressão de serviço, resultados que vão ao encontro às informações de Shani (1983) e Pizarro (1987) quando citam que nessa forma de instalação elas pode alcançar um terço ou mais da metade da pressão de serviço na tubulação a montante do injetor.

Em relação ao rendimento, obteve-se um valor médio de 23,36% com limites variando entre de 33,19% e 3,47%, resultados que podem ser considerados bons para esse injetor, com base nas afirmações de Hirschmann (1958) quando cita limites entre 10% e 30% para este tipo de instrumento.

Com os dados das Tabelas 1 e 2 construiu-se a Figura 15 que apresenta graficamente os resultados: das vazões succionadas (a), das perdas de carga (b) e dos rendimentos (c). Cada um desses parâmetros foi analisado em função dos respectivos diferenciais de pressão com o injetor de 25 mm.

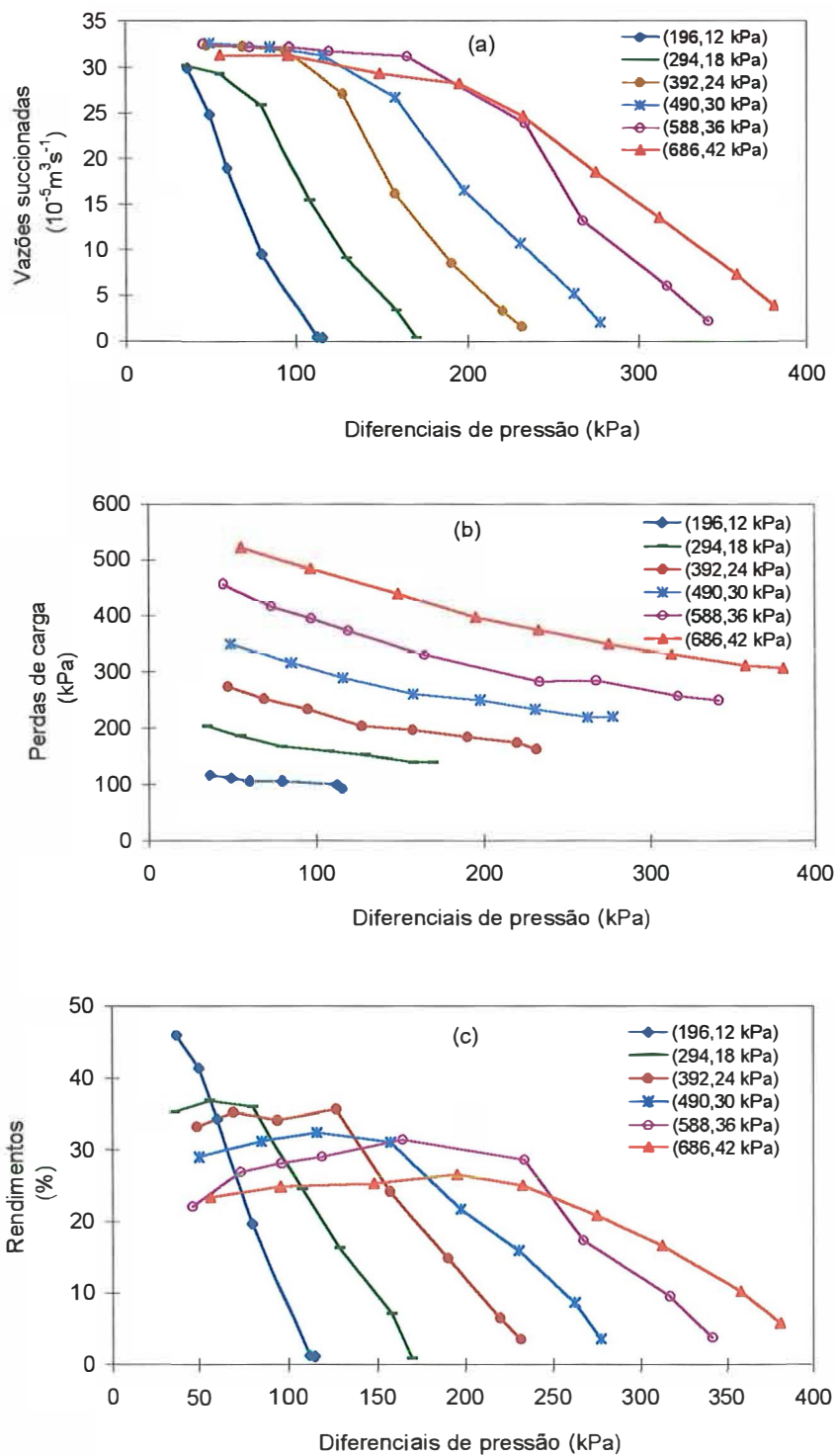


Figura 15. Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e um ponto pós-injetor de 25 mm.

Avaliando os valores das vazões succionadas em função dos diferenciais de pressão apresentados nas Figura 15 (a), observa-se que elas foram maiores para as pressões de serviço mais elevadas, porém, quando analisadas considerando todas as pressões de serviço, há uma redução à medida que aumentou o respectivo diferencial de pressão. Essa redução nas vazões succionadas foi mais acentuada nas pressões de serviço mais reduzidas. Isso provavelmente contribui para se ter um limite operacional bastante reduzido desse injetor nessa forma de instalação.

A redução no limite operacional desse injetor pode ser comprovada definindo-se um valor fixo para o diferencial de pressão e fazendo-se o cruzamento no sentido vertical até a curva representativa das vazões succionadas. Fazendo isso, observa-se que há situações onde não se têm valores para a vazões succionadas em determinada pressão de serviço. Esse fato, normalmente é constatado na prática, quando se trabalha com esse injetor nessa forma de instalação nos sistema de irrigação que operam em baixa pressão, a exemplo da irrigação por gotejamento e a microaspersão.

O reduzido limite operacional apresentado nas condições de pressão de serviço mais baixa, assegura que nestas condições, o injetor opera com menor diferencial de pressão entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor. Isso acontecendo, comprova que esse diferencial de pressão quantitativamente, tem influência maior em definir o limite operacional dos injetores que a própria pressão de serviço.

Analisando conjuntamente as curvas representativas dos dados das vazões succionadas na Figura (15a) e das perdas de carga na Figura (15b) para um mesmo diferencial de pressão, constata-se que as vazões succionadas foram mais influenciadas pelo diferencial de pressão que as perdas de carga. Isso justifica, porque se tem com uma pequena mudança no

diferencial de pressão, uma variação mais brusca na redução das vazões succionadas e o limite extremo de funcionamento do injetor rapidamente é alcançado.

Observando-se o limite superior de funcionamento do injetor, percebe-se que quanto maior foram os valores dos diferenciais de pressão, menos bruscas foram as reduções das vazões succionadas. Isso provavelmente deve-se ao fato de que nas pressões de serviço mais elevadas, as vazões motrizes no injetor sendo maiores, tem-se diretamente, maior quantidade de energia disponível no fluido motriz sendo transferida para atender ao trabalho de sucção pelo injetor, conforme observações de Silvester & Mueller (1968).

As curvas representativas das perdas de carga, ilustradas na Figura 15(b), exibiram pequena variação na inclinação, o que assegura que elas foram mais influenciadas pelas pressões de serviço que pelo diferencial de pressão, comportamento oposto ocorrido com as vazões succionadas.

Em relação aos rendimentos representados nas curvas da Figura 15(c), constata-se que houve um aumento desse parâmetro para uma determinada pressão de serviço, à medida que se aumentou o diferencial de pressão até alcançar um ponto máximo da curva. A partir desse ponto de máximo rendimento houve um decréscimo gradativo, até o limite superior de funcionamento do injetor para aquela pressão de serviço.

Avaliando nas Figuras 15 (a) e 15 (c), o limite estabelecido pelo diferencial de pressão, observa-se espaços aproximadamente semelhantes para as vazões succionadas e para os rendimentos, o que mostra que ambos atuam diretamente relacionados e que confirmam as afirmações de Shani (1993) e Nathan (1994) quando referem-se a esses parâmetros.

4.2. Dados do injetor de 40 mm instalado diretamente na tubulação de abastecimento operando com a tubulação de sucção em condições de depressão

De forma semelhante ao injetor de 25 mm, instalado diretamente na tubulação de abastecimento, avaliou-se o funcionamento e o desempenho de injetores com diferentes dimensões visando analisar uma possível contribuição das dimensões dos injetores nos parâmetros hidráulicos considerados.

As Tabelas 3 e 4 contém os dados obtidos com o injetor de 40 mm e operando na mesma forma de instalação e condições hidráulicas consideradas para o injetor de 25 mm. Como dados representativos desse injetor foram escolhidos: seu funcionamento em baixa pressão 196,12 kPa (20 mca), em média pressão 392,24 kPa (40 mca) e em alta pressão 588,36 kPa (60mca). Havendo interesse nos dados nas demais pressões de serviço as Tabelas completas deles constituem parte do APÊNDICE deste Trabalho.

Analisando os dados referentes à vazão total do sistema (Tabela 3), para um determinada pressão de serviço, constata-se também de forma semelhante ao injetor de 25 mm uma grande variabilidade nos seus valores. Essa alta desuniformidade provavelmente deve-se ao fato de que nos injetores instalados diretamente na tubulação de abastecimento, as vazões succionadas são mais influenciadas pelo diferencial de pressão, considerando um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor do que pelas pressões de serviço.

Na prática, a variação na vazão total do sistema pode constituir um problema para a quimigação, pois pode comprometer tanto as concentrações dos produtos na água de irrigação quanto na quantidade aplicada ao solo e/ou sobre as culturas, conforme observações de Shani (1983).

Tabela 3. Pressão de serviço (P₁), depressão (P₂), pressão pós-injetor (P₃), vazão motriz (Q_{motriz}), vazão succionada (Q_{sucção}) e vazão total (Q_{total}) com injetor de 40 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa, 392,24 kPa e 588,36 kPa

P1 (mca)	P1 (kPa)	P2 (kPa)	P3 (kPa)	Qmotriz(10⁻⁵m³s⁻¹)	Qsucção (10⁻⁵m³s⁻¹)	Qtotal (10⁻⁵m³s⁻¹)
20,00	196,12	186,31	21,08	249,50	54,60	304,10
20,00	196,12	186,31	28,54	246,00	51,40	297,40
20,00	196,12	186,71	29,81	247,00	42,63	289,63
20,00	196,12	186,71	37,26	245,00	31,71	276,71
20,00	196,12	188,37	41,28	245,00	18,87	263,87
20,00	196,12	186,31	46,19	244,50	13,68	258,18
20,00	196,12	186,41	55,89	242,00	7,61	249,61
20,00	196,12	186,41	56,38	244,25	0,27	244,52
40,00	392,24	374,69	76,58	336,25	63,70	399,95
40,00	392,24	374,30	83,35	334,75	59,57	394,32
40,00	392,24	374,98	104,14	332,50	48,41	380,91
40,00	392,24	374,59	116,69	331,00	32,57	363,57
40,00	392,24	374,69	125,71	330,00	18,30	348,30
40,00	392,24	374,59	128,16	330,50	13,24	343,74
40,00	392,24	374,98	127,67	332,00	11,08	343,08
40,00	392,24	374,69	143,85	329,75	4,06	333,81
40,00	392,24	374,79	144,74	330,25	1,15	331,40
60,00	588,36	569,24	111,79	403,00	64,78	467,78
60,00	588,36	558,45	120,32	401,00	61,97	462,97
60,00	588,36	562,86	146,21	399,75	47,84	447,59
60,00	588,36	556,49	160,52	398,00	20,23	418,23
60,00	588,36	557,18	174,15	398,80	12,58	411,38
60,00	588,36	561,39	183,08	399,50	7,16	406,66
60,00	588,36	565,02	183,27	401,00	4,01	405,01
60,00	588,36	557,67	193,67	398,75	3,22	401,97

Tabela 4. Diferencial de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro a sua jusante (Dif_{1-3}), entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura (Dif_{1-2}), entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor (Dif_{2-3}), perda de carga (hf), rendimento (Rend.) e porcentagem das perdas de carga em relação à pressão de serviço (% hf) no injetor de 40 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa, 392,24 kPa e 588,36 kPa.

P1 (kPa)	Dif₍₁₋₃₎ (kPa)	Dif₍₁₋₂₎ (kPa)	Dif₍₂₋₃₎ (kPa)	hf (kPa)	Rend. (%)	%hf (%)
196,12	165,23	218,97	53,74	135,66	29,00	69,17
196,12	156,90	217,10	60,21	132,29	23,88	67,45
196,12	149,44	216,42	66,97	130,23	18,74	66,40
196,12	147,09	218,09	71,00	135,00	11,42	68,84
196,12	140,13	217,01	76,88	131,34	8,67	66,97
196,12	130,52	212,99	82,47	125,35	5,13	63,91
196,12	130,03	215,63	85,61	129,84	0,19	66,20
392,24	298,10	416,56	118,46	241,89	26,47	61,67
392,24	270,84	403,81	132,97	224,35	21,71	57,20
392,24	257,90	401,95	144,05	225,07	15,33	57,38
392,24	248,97	402,63	153,66	229,77	8,97	58,58
392,24	246,42	401,95	155,52	232,34	6,53	59,23
392,24	247,31	405,48	158,17	235,58	5,47	60,06
392,24	230,05	401,07	171,02	228,78	0,61	58,33
588,36	457,45	604,05	146,60	379,43	21,23	64,49
588,36	438,13	594,64	156,50	364,39	20,98	61,93
588,36	416,66	591,69	175,04	356,56	16,99	60,60
588,36	413,13	597,28	184,16	366,90	12,85	62,36
588,36	383,02	586,20	203,18	366,05	4,83	62,22
588,36	378,32	589,34	211,03	368,46	2,79	62,62
588,36	381,75	595,71	213,97	376,20	1,56	63,94
588,36	364,00	585,03	221,03	359,54	1,30	61,11

Analisando-se os dados da média das vazões succionadas com o injetor de 40mm, operando nas pressões de serviço de: 392,24 kPa, de $10^{-5} \times 28,01 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ ($1008,36 \text{ l h}^{-1}$) e para a média das vazões motrizes de $10^{-5} \times 331,89 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$, em que a média das vazões succionadas correspondeu à 8,44% dessa. Considerando que para o injetor de 25 mm o porcentual foi de 17,13%, esse valor de 8,44% para o injetor de 40 mm corresponde a uma diferença de 49,27% menor para injetor de maior dimensão, ambos trabalhando nas mesmas condições de serviço.

Observa-se que para os dados referentes ao injetor de 25 mm e 40 mm, os valores das perdas de carga foram superiores a 30% das pressões de serviço, comprovando as afirmações de Lopez (1998) e Shani (1983) quando citam que, elas nesse tipo de instalação, podem atingir um terço ou até mais da metade da pressão de serviço.

Com os dados das vazões succionadas, das perdas de carga, dos rendimentos e dos diferenciais de pressão construiu-se a Figura 16 que apresenta graficamente esses parâmetros em relação aos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor de 40 mm.

Estabelecendo uma comparação no comportamento dos dados das vazões succionadas obtidas com o injetor de 25 mm, apresentados graficamente na Figura (15 a), e esse mesmo parâmetro para o injetor de 40 mm, apresentadas na Figura (16a), constata-se que houve em todas as pressões de serviço redução mais brusca das curvas desse parâmetro nesse injetor de maior dimensão. Esse resultado assegura que além dos parâmetros hidráulicos já comprovados, que interferem diretamente no funcionamento dos injetores, também a própria dimensão do instrumento contribui no processo de sucção e no desempenho do sistema, corroborando com as afirmações de Shani (1983).

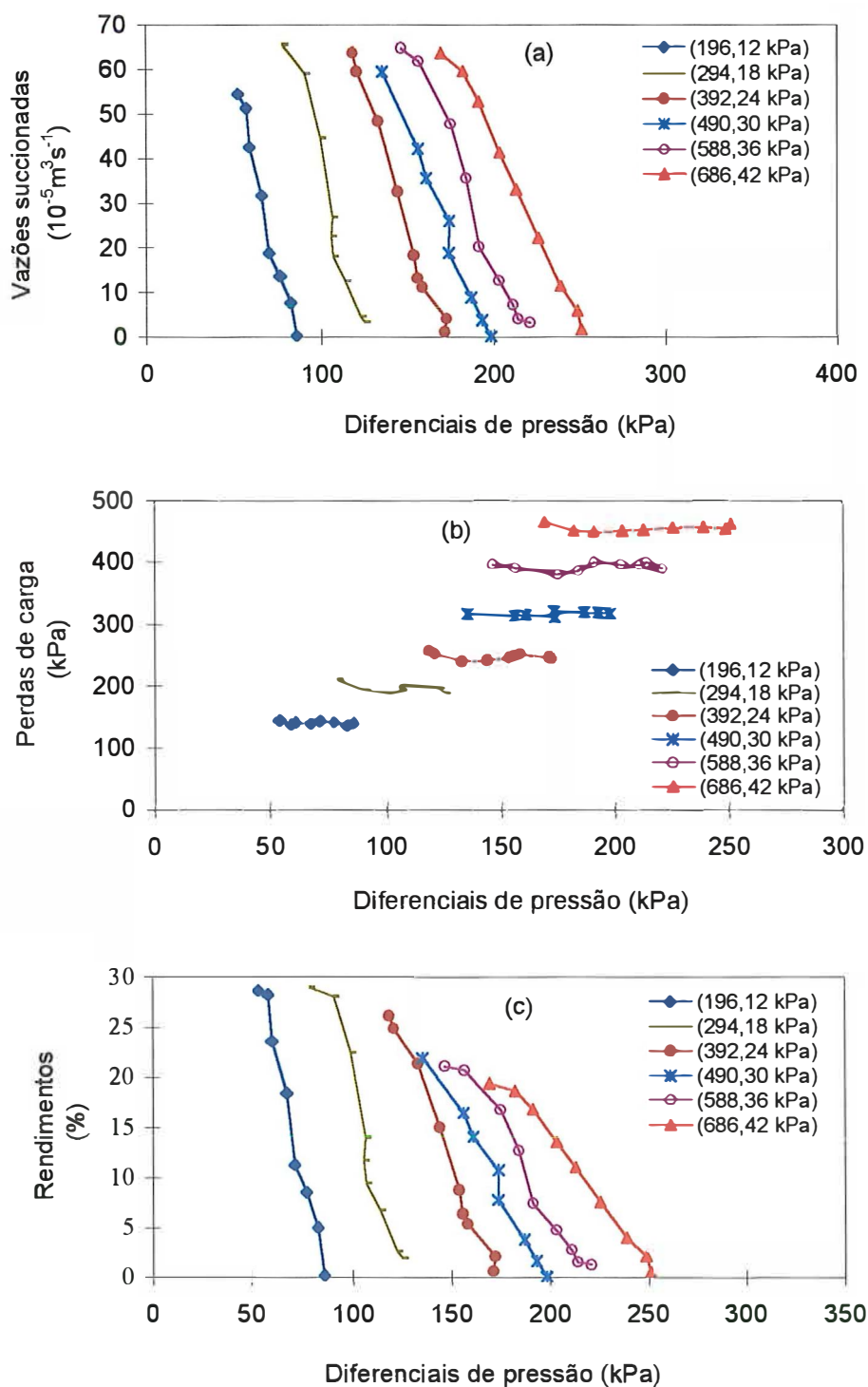


Figura 16. Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e um ponto pós-injetor de 40 mm.

Quanto às perdas de carga, constata-se que para esse injetor de maior dimensão elas, foram comparativamente superiores às aquelas do injetor de 25 mm. Isso mostra, que o aumento da vazão motriz no injetor, pode ter influenciado diretamente no aumento da velocidade do fluido no injetor de maior dimensão. Houve portanto, o aumento delas nas mesmas condições de pressão de serviço e de diferenciais de pressão, resultados que assemelham-se àqueles obtidos por Feitosa Filho et al. (1997b), quando avaliaram o desempenho dos injetores em relação às dimensões de diferentes injetores.

Quando se analisa as curvas representativas dos rendimentos apresentados na Figura (16c), constata-se que embora nos diferenciais de pressão mais reduzidos, eles tenham sido superiores aqueles do injetor de 25 mm, houve com pequeno incremento desse diferencial de pressão, redução mais acentuada nos valores dos rendimentos. Isso mostra, que o limite operacional nesse injetor foi ainda menor que aquele estabelecido com o injetor de 25 mm. Os rendimentos em ambos, apresentaram-se inversamente proporcionais a vazão motriz, confirmando as observações de Li & Schmidt (1995) quando citam a fórmula para obter o rendimento desse injetor.

Analisando as curvas representativas dos rendimentos na Figura (16c) juntamente com aquelas representativas das vazões succionadas na Figura (16a) observa-se também nesse injetor, a exemplo do que ocorreu com o injetor de 25 mm, redução bastante brusca desses parâmetros justamente nas pressões de serviço mais reduzidas.

Considerando-se que as vazões succionadas e/ou os rendimentos são os parâmetros diretamente exigidos no funcionamento desse injetor, os resultados comprovaram que o diferencial de pressão entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor, é praticamente quem define o limite operacional desse instrumento nessa forma de instalação.

4.3. Dados dos injetores de 32 mm, 40 mm, 50 mm e 60 mm instalados diretamente na tubulação de abastecimento com a tubulação de sucção trabalhando em condições de depressão ou pressurizada

Na instalação que utiliza injetor tipo Venturi duplo, se o injetor principal apresentar uma taxa de depressão muito grande em relação as condições de pressão na tubulação de descarga do injetor secundário, haverá como saldo na tubulação de sucção do injetor principal uma condição de depressão (sucção). Embora isso não seja normal, pois não foi observado na pratica, teoricamente é possível.

Em razão disso, houve necessidade de modo semelhante feito para aos testes realizados para obter os dados dos injetores trabalhando individualmente e instalados diretamente na tubulação com as tubulações de sucção em condição de depressão, houve também necessidade de se testar e obter os dados dos injetores que foram utilizados como instrumento principal, operando com a tubulação de sucção em condições de depressão ou também, em condições pressurizada.

Nesses testes, os injetores avaliados foram os de diâmetros nominais de entrada e de saída de 32 mm, 40 mm, 50 mm e 60 mm, que funcionaram como principais no sistema com injetor duplo. Os resultados serviram de subsídios para se conhecer o funcionamento e o comportamento de cada injetor individualmente, como ferramenta na elaboração do modelo matemático para definir essa forma de instalação e como base para o programa de computador previsto no trabalho. Como representativos desses dados e forma de funcionamento, têm-se os aqueles obtidos com o injetor de 40 mm que estão apresentados nas Tabelas 5 e 6, com o injetor funcionando nas pressões de serviço variando de 147,09 kPa até 686,42 kPa.

Tabela 5. Pressão de serviço(P1), depressão (P₂), pressão pós-injetor (P₃), vazão motriz (Q_{motriz}), vazão succionada (Q_{sucção}) e vazão total (Q_{total}) com o injetor de 40 mm com a tubulação de sucção em condições de depressão ou pressurizada.

P1 (mca)	P1 (kPa)	P2 (kPa)	P3 (kPa)	Qmotriz (10⁻⁵ m³s⁻¹)	Qsucção (10⁻⁵ m³s⁻¹)	Qtotal (10⁻⁵ m³s⁻¹)
15,00	147,09	-26,57	19,81	209,10	8,66	217,76
15,00	147,09	-24,22	20,79	207,67	14,87	222,54
15,00	147,09	-15,89	32,26	201,32	16,77	218,09
15,00	147,09	-13,04	33,54	200,38	26,04	226,42
15,00	147,09	-6,28	45,60	195,97	15,73	211,69
15,00	147,09	-4,41	57,17	193,70	4,07	197,77
15,00	147,09	7,84	56,87	191,12	9,07	200,18
15,00	147,09	9,81	56,97	189,97	10,46	200,43
15,00	147,09	48,05	71,29	160,18	27,59	187,78
15,00	147,09	70,60	78,35	141,53	54,14	195,67
20,00	196,12	-49,03	31,58	252,70	14,59	267,29
20,00	196,12	-40,99	34,32	249,20	18,28	267,48
20,00	196,12	-31,38	37,95	244,37	22,15	266,51
20,00	196,12	-21,18	44,23	237,63	24,94	262,58
20,00	196,12	-8,43	51,97	230,48	25,35	255,83
20,00	196,12	-5,69	57,56	227,56	19,95	247,51
20,00	196,12	-5,10	60,99	228,17	17,09	245,25
20,00	196,12	-4,71	64,23	227,57	12,57	240,14
20,00	196,12	2,45	64,82	227,90	13,77	241,67
20,00	196,12	19,12	71,98	218,00	18,31	236,31
20,00	196,12	27,46	75,60	211,85	21,91	233,76
20,00	196,12	48,05	88,35	198,12	25,99	224,11
20,00	196,12	75,80	104,34	178,43	32,41	210,84
20,00	196,12	101,30	118,85	158,77	41,48	200,24
20,00	196,12	117,67	127,48	144,20	52,10	196,30

Continua...

...continuação da Tabela 5.

P1 (mca)	P1 (kPa)	P2 (kPa)	P3 (kPa)	Qmotriz (10⁻⁵ m³s⁻¹)	Qsucção (10⁻⁵ m³s⁻¹)	Qtotal (10⁻⁵ m³s⁻¹)
20,00	196,12	123,07	129,44	137,00	55,03	192,03
25,00	245,15	-54,52	37,16	277,10	12,88	289,98
25,00	245,15	-41,87	45,11	272,62	22,62	295,24
25,00	245,15	-33,44	49,81	268,10	24,57	292,67
25,00	245,15	-18,24	60,01	260,02	27,20	287,22
25,00	245,15	-8,43	69,72	254,77	25,39	280,16
25,00	245,15	-3,63	81,78	251,27	15,88	267,14
25,00	245,15	11,77	84,23	249,92	16,85	266,77
25,00	245,15	19,61	89,43	245,40	17,18	262,58
25,00	245,15	47,17	105,41	229,73	20,56	250,29
25,00	245,15	67,17	116,40	217,20	24,48	241,68
25,00	245,15	88,45	126,01	211,50	37,71	249,21
25,00	245,15	97,28	127,09	197,88	48,63	246,51
25,00	245,15	118,65	141,11	183,18	53,37	236,56
25,00	245,15	135,22	151,80	170,40	55,45	225,85
25,00	245,15	139,44	155,03	166,74	55,14	221,88
30,00	294,18	-68,64	44,52	303,97	13,84	317,81
30,00	294,18	-60,70	54,52	302,22	17,34	319,56
30,00	294,18	-38,64	65,90	295,15	24,81	319,96
30,00	294,18	-20,79	76,00	287,67	26,04	313,70
30,00	294,18	-8,63	82,47	280,38	26,83	307,21
30,00	294,18	-4,41	91,00	279,38	21,17	300,55
30,00	294,18	-3,04	94,14	278,68	18,88	297,56
30,00	294,18	11,28	99,24	274,98	18,28	293,26
30,00	294,18	32,36	109,43	264,46	22,28	286,74
30,00	294,18	58,84	124,73	250,93	25,32	276,24
30,00	294,18	78,45	136,21	239,34	28,77	268,11
30,00	294,18	110,32	151,80	222,00	39,83	261,83
30,00	294,18	137,28	169,25	205,00	47,83	252,83
30,00	294,18	162,19	195,53	186,60	53,42	240,02

Continua...

...continuação da Tabela 5.

P1 (mca)	P1 (kPa)	P2 (kPa)	P3 (kPa)	Qmotriz (10⁻⁵ m³s⁻¹)	Qsucção (10⁻⁵ m³s⁻¹)	Qtotal (10⁻⁵ m³s⁻¹)
30,00	294,18	167,78	190,14	182,63	52,97	235,59
35,00	343,21	-72,96	49,42	323,77	12,97	336,74
35,00	343,21	-66,88	59,82	321,03	16,28	337,31
35,00	343,21	-54,82	72,07	317,64	23,90	341,54
35,00	343,21	-33,63	81,39	311,60	30,55	342,15
35,00	343,21	-15,98	90,80	304,87	31,87	336,74
35,00	343,21	-9,12	94,53	302,98	30,70	333,68
35,00	343,21	-3,63	108,55	300,14	23,79	323,93
35,00	343,21	-3,33	113,95	300,06	18,78	318,84
35,00	343,21	7,35	113,55	299,28	19,10	318,38
35,00	343,21	33,54	128,65	286,83	20,56	307,39
35,00	343,21	70,41	152,48	269,18	21,67	290,85
35,00	343,21	98,84	168,17	255,58	24,49	280,07
35,00	343,21	116,10	174,55	247,57	29,02	276,58
35,00	343,21	147,09	193,28	229,22	37,26	266,47
35,00	343,21	182,10	206,81	213,36	49,74	263,10
35,00	343,21	181,02	211,61	207,90	52,11	260,01
35,00	343,21	199,06	221,32	200,78	51,53	252,31
40,00	392,24	-74,82	52,17	342,92	12,18	355,10
40,00	392,24	-69,82	60,31	342,12	16,19	358,31
40,00	392,24	-64,52	66,19	341,44	24,49	365,93
40,00	392,24	-53,44	78,15	338,86	30,29	369,15
40,00	392,24	-36,97	91,00	334,90	32,59	367,49
40,00	392,24	-21,77	98,06	329,44	36,27	365,71
40,00	392,24	-5,79	107,57	325,46	34,83	360,29
40,00	392,24	-4,41	114,04	323,02	31,31	354,33
40,00	392,24	-3,82	124,05	322,16	22,86	345,02
40,00	392,24	-3,43	128,95	322,67	19,36	342,03
40,00	392,24	3,92	128,95	322,58	19,23	341,81
40,00	392,24	26,48	142,09	312,96	19,80	332,75

Continua...

...continuação da Tabela 5.

P1 (mca)	P1 (kPa)	P2 (kPa)	P3 (kPa)	Qmotriz (10⁻⁵ m³s⁻¹)	Qsucção (10⁻⁵ m³s⁻¹)	Qtotal (10⁻⁵ m³s⁻¹)
40,00	392,24	53,05	154,44	300,88	23,41	324,29
40,00	392,24	85,31	170,33	286,58	28,55	315,13
40,00	392,24	122,58	188,57	268,84	39,04	307,88
40,00	392,24	154,25	207,40	252,24	46,16	298,40
40,00	392,24	181,21	223,09	237,32	54,62	291,94
40,00	392,24	186,31	227,50	234,88	51,68	286,56
45,00	441,27	-77,47	58,44	360,05	11,24	371,29
45,00	441,27	-69,92	72,76	358,35	18,33	376,68
45,00	441,27	-57,56	84,92	356,02	29,72	385,74
45,00	441,27	-43,34	96,39	352,48	37,92	390,40
45,00	441,27	-25,69	106,30	348,60	43,33	391,93
45,00	441,27	-15,20	115,02	344,78	42,99	387,77
45,00	441,27	-8,14	119,83	343,00	40,60	383,60
45,00	441,27	-4,51	126,69	341,64	35,80	377,44
45,00	441,27	-3,43	141,21	341,24	23,45	364,69
45,00	441,27	6,18	142,09	341,18	23,76	364,94
45,00	441,27	37,26	160,23	327,86	24,04	351,90
45,00	441,27	45,50	164,74	325,55	24,57	350,12
45,00	441,27	62,76	178,08	318,08	23,13	341,21
45,00	441,27	92,96	195,63	304,86	24,80	329,66
45,00	441,27	121,99	209,65	291,98	30,52	322,50
45,00	441,27	140,91	221,13	283,52	31,31	314,83
45,00	441,27	171,70	238,48	268,08	36,36	304,44
45,00	441,27	197,20	252,60	255,64	44,32	299,96
45,00	441,27	223,48	269,67	240,50	49,00	289,50
45,00	441,27	239,76	281,92	231,40	47,89	279,29
50,00	490,30	-75,60	64,62	378,88	17,12	396,00
50,00	490,30	-67,07	80,51	377,07	25,00	402,07
50,00	490,30	-53,64	94,53	374,16	36,18	410,34
50,00	490,30	-41,38	102,28	371,36	44,12	415,48

Continua...

...continuação da Tabela 5.

P1 (mca)	P1 (kPa)	P2 (kPa)	P3 (kPa)	Qmotriz (10⁻⁵ m³s⁻¹)	Qsucção (10⁻⁵ m³s⁻¹)	Qtotal (10⁻⁵ m³s⁻¹)
50,00	490,30	-24,52	117,18	367,46	45,36	412,82
50,00	490,30	-13,04	125,81	364,60	44,83	409,43
50,00	490,30	-7,06	131,40	362,26	43,38	405,64
50,00	490,30	-4,12	147,38	361,52	31,62	393,14
50,00	490,30	-3,24	160,13	361,16	20,52	381,68
50,00	490,30	2,94	161,01	361,10	21,80	382,90
50,00	490,30	23,04	171,90	353,66	21,82	375,48
50,00	490,30	47,46	181,90	344,50	26,14	370,64
50,00	490,30	88,74	197,89	327,62	34,89	362,51
50,00	490,30	136,60	226,03	308,10	41,05	349,15
50,00	490,30	164,25	240,84	295,16	46,43	341,59
50,00	490,30	178,08	246,92	288,78	52,07	340,85
50,00	490,30	189,75	255,45	283,16	51,35	334,51
60,00	588,36	-90,02	95,31	411,55	13,14	424,69
60,00	588,36	-77,17	125,61	408,86	19,48	428,34
60,00	588,36	-60,01	136,89	407,84	20,04	427,88
60,00	588,36	-49,32	156,90	405,64	20,42	426,06
60,00	588,36	-24,91	186,90	401,32	21,53	422,85
60,00	588,36	-9,22	202,59	398,40	19,45	417,85
60,00	588,36	-2,94	222,69	396,64	10,94	407,58
60,00	588,36	9,32	221,71	395,64	11,20	406,84
60,00	588,36	32,26	233,97	389,86	11,65	401,51
60,00	588,36	54,62	242,21	379,06	12,77	391,83
60,00	588,36	96,00	258,58	366,82	19,97	386,79
60,00	588,36	139,74	281,82	352,44	24,06	376,50
60,00	588,36	184,84	298,40	330,12	32,55	362,67
60,00	588,36	215,24	313,40	319,72	39,36	359,08
60,00	588,36	238,78	325,07	304,90	41,96	346,86
60,00	588,36	274,57	350,17	292,68	45,73	338,41
60,00	588,36	298,10	317,71	277,72	44,13	321,85

Continua...

...continuação da Tabela 5.

P1 (mca)	P1 (kPa)	P2 (kPa)	P3 (kPa)	Qmotriz (10⁻⁵ m³s⁻¹)	Qsucção (10⁻⁵ m³s⁻¹)	Qtotal (10⁻⁵ m³s⁻¹)
70,00	686,42	-90,51	66,19	438,97	14,02	452,99
70,00	686,42	-69,33	124,83	436,98	18,51	455,49
70,00	686,42	-56,68	152,48	435,22	23,93	459,15
70,00	686,42	-39,71	178,86	432,04	30,67	462,71
70,00	686,42	-22,16	199,16	428,78	34,10	462,88
70,00	686,42	-6,67	221,42	426,56	29,03	455,59
70,00	686,42	-3,33	231,91	425,90	23,97	449,87
70,00	686,42	-3,04	235,54	426,02	21,69	447,71
70,00	686,42	4,90	236,32	425,48	22,05	447,53
70,00	686,42	14,22	242,21	421,84	20,58	442,42
70,00	686,42	56,87	260,15	411,63	24,01	435,64
70,00	686,42	105,90	280,16	395,46	30,58	426,04
70,00	686,42	134,05	293,30	385,06	33,85	418,91
70,00	686,42	163,86	310,36	375,80	38,08	413,88
70,00	686,42	210,44	334,78	359,10	45,70	404,80
70,00	686,42	237,01	350,76	348,03	48,27	396,30

Os dados da Tabela 5 serviram para construir a Tabela 6. Essa, contém valores do diferencial de pressão entre: um ponto instalado a montante do injetor e outro a sua jusante, um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura, um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor, as perdas de carga e os rendimentos.

Os dados mencionados corresponderam aqueles obtidos para o injetor de 40 mm, trabalhando individualmente com a tubulação de sucção em condições de depressão ou pressurizada e operando nas pressões de serviço variando de 147,09 kPa (15 mca) até 686,42 kPa (70 mca).

Tabela 6. Pressão de serviço (P1), diferencial de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro a sua jusante ($Dif_{(1-3)}$), entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura ($Dif_{(1-2)}$), entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor ($Dif_{(2-3)}$), perda de carga (hf) e rendimento (Rend.) com o injetor de 40 mm trabalhando individualmente com a tubulação de sucção em condições de depressão ou pressurizada.

P1 (kPa)	Dif₍₁₋₃₎ (kPa)	Dif₍₁₋₂₎ (kPa)	Dif₍₂₋₃₎ (kPa)	hf (kPa)	Rend. (%)
147,09	127,28	173,66	46,38	120,08	5,65
147,09	126,30	171,31	45,01	114,35	9,71
147,09	114,83	162,98	48,15	101,74	11,83
147,09	113,55	160,13	46,58	94,29	18,32
147,09	101,49	153,37	51,87	89,60	12,13
147,09	89,92	151,50	61,58	86,67	3,54
147,09	90,22	139,25	49,03	83,62	7,32
147,09	90,12	137,28	47,17	82,63	8,39
147,09	75,80	99,04	23,24	60,53	22,51
147,09	68,74	76,49	7,75	46,40	42,56
196,12	164,54	245,15	80,61	150,56	8,60
196,12	161,80	237,11	75,31	144,85	10,75
196,12	158,17	227,50	69,33	138,38	13,03
196,12	151,89	217,30	65,41	130,29	15,02
196,12	144,15	204,55	60,40	122,93	15,61
196,12	138,56	201,81	63,25	121,55	12,77
196,12	135,13	201,22	66,09	120,47	11,15
196,12	131,89	200,83	68,94	120,91	8,41
196,12	131,30	193,67	62,37	119,75	8,91
196,12	124,14	177,00	52,85	109,77	11,98
196,12	120,52	168,66	48,15	103,95	14,47
196,12	107,77	148,07	40,30	89,76	18,02

Continua...

...continuação da Tabela 6.

P1	Dif₍₁₋₃₎	Dif₍₁₋₂₎	Dif₍₂₋₃₎	hf	Rend.
(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(%)
196,12	91,78	120,32	28,54	72,36	23,81
196,12	77,27	94,82	17,55	56,59	32,06
196,12	68,64	78,45	9,81	46,66	41,29
196,12	66,68	73,05	6,37	44,60	44,01
245,15	207,99	299,67	91,69	194,09	6,70
245,15	200,04	287,02	86,98	177,04	11,91
245,15	195,34	278,59	83,25	170,87	13,07
245,15	185,14	263,39	78,25	159,04	14,88
245,15	175,43	253,58	78,15	151,39	14,41
245,15	163,37	248,78	85,41	147,93	9,62
245,15	160,92	233,38	72,47	145,49	9,78
245,15	155,72	225,54	69,82	140,28	10,14
245,15	139,74	197,98	58,25	122,70	12,68
245,15	128,75	177,98	49,23	109,86	15,58
245,15	119,14	156,70	37,56	94,15	23,45
245,15	118,06	147,87	29,81	87,36	30,78
245,15	104,04	126,50	22,46	73,96	35,42
245,15	93,35	109,93	16,57	64,89	38,32
245,15	90,12	105,71	15,59	62,42	38,79
294,18	249,66	362,82	113,16	233,17	6,62
294,18	239,66	354,88	115,22	219,54	8,50
294,18	228,28	332,82	104,53	201,28	12,26
294,18	218,18	314,97	96,79	190,82	13,07
294,18	211,71	302,81	91,10	184,04	13,69
294,18	203,18	298,59	95,41	181,18	11,14
294,18	200,04	297,22	97,18	180,32	10,07
294,18	194,94	282,90	87,96	176,49	9,65
294,18	184,75	261,82	77,08	163,44	11,94
294,18	169,45	235,34	65,90	146,84	14,01
294,18	157,97	215,73	57,76	133,71	16,41

Continua...

...continuação da Tabela 6.

P1	Dif₍₁₋₃₎	Dif₍₁₋₂₎	Dif₍₂₋₃₎	hf	Rend.
(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(%)
294,18	142,38	183,86	41,48	112,99	23,17
294,18	124,93	156,90	31,97	93,68	29,30
294,18	98,65	131,99	33,34	67,70	38,30
294,18	104,04	126,40	22,36	74,10	35,24
343,21	293,79	416,17	122,38	277,07	5,68
343,21	283,39	410,09	126,69	262,75	7,34
343,21	271,14	398,03	126,89	242,04	11,05
343,21	261,82	376,84	115,02	226,62	14,11
343,21	252,41	359,19	106,79	216,83	14,88
343,21	248,68	352,33	103,65	214,75	14,36
343,21	234,66	346,84	112,18	208,02	11,72
343,21	229,26	346,54	117,28	207,93	9,46
343,21	229,66	335,86	106,20	208,57	9,34
343,21	214,56	309,67	95,12	192,88	10,35
343,21	190,73	272,80	82,08	169,45	11,52
343,21	175,04	244,37	69,33	152,65	13,38
343,21	168,66	227,11	58,44	143,67	15,78
343,21	149,93	196,12	46,19	121,13	21,26
343,21	136,40	161,11	24,71	104,25	27,53
343,21	131,60	162,19	30,59	97,37	30,89
343,21	121,89	144,15	22,26	90,81	30,35
392,24	340,07	467,06	126,99	323,37	4,88
392,24	331,93	462,06	130,13	310,15	6,59
392,24	326,05	456,76	130,71	294,11	10,05
392,24	314,09	445,68	131,60	275,84	12,68
392,24	301,24	429,21	127,97	261,40	13,86
392,24	294,18	414,01	119,83	251,17	15,49
392,24	284,67	398,03	113,36	244,34	14,96
392,24	278,20	396,65	118,46	241,49	13,82
392,24	268,19	396,06	127,87	240,75	10,48

Continua...

...continuação da Tabela 6.

P1	Dif₍₁₋₃₎	Dif₍₁₋₂₎	Dif₍₂₋₃₎	hf	Rend.
(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(%)
392,24	263,29	395,67	132,38	239,87	9,02
392,24	263,29	388,32	125,03	240,43	8,79
392,24	250,15	365,76	115,61	227,38	9,25
392,24	237,80	339,19	101,39	212,16	11,10
392,24	221,91	306,93	85,02	192,77	13,78
392,24	203,67	269,67	65,99	167,78	19,22
392,24	184,84	237,99	53,15	146,15	23,56
392,24	169,15	211,03	41,87	127,61	28,71
392,24	164,74	205,93	41,19	125,66	27,50
441,27	382,83	518,74	135,91	366,46	4,23
441,27	368,51	511,19	142,68	342,56	7,10
441,27	356,35	498,83	142,48	316,19	11,68
441,27	344,88	484,61	139,74	295,63	15,12
441,27	334,97	466,96	131,99	280,90	17,33
441,27	326,25	456,47	130,22	273,24	17,44
441,27	321,44	449,41	127,97	271,61	16,55
441,27	314,58	445,78	131,20	270,30	14,85
441,27	300,06	444,70	144,64	270,16	10,18
441,27	299,18	435,09	135,91	269,53	10,13
441,27	281,04	404,01	122,97	252,15	10,54
441,27	276,53	395,77	119,24	247,45	10,80
441,27	263,19	378,51	115,32	236,34	10,46
441,27	245,64	348,31	102,67	218,21	11,53
441,27	231,62	319,28	87,67	199,95	14,41
441,27	220,14	300,36	80,21	188,83	15,07
441,27	202,79	269,57	66,78	169,01	18,03
441,27	188,67	244,07	55,40	150,78	22,43
441,27	171,61	217,79	46,19	132,85	25,86
441,27	159,35	201,51	42,17	123,02	26,17
490,30	425,68	565,90	140,23	400,16	6,01

Continua...

...continuação da Tabela.

P1	Dif₍₁₋₃₎	Dif₍₁₋₂₎	Dif₍₂₋₃₎	hf	Rend.
(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(%)
490,30	409,79	557,37	147,58	373,59	9,02
490,30	395,77	543,94	148,17	345,60	13,29
490,30	388,02	531,68	143,66	328,90	16,28
490,30	373,12	514,82	141,70	313,85	17,03
490,30	364,49	503,34	138,85	306,72	16,98
490,30	358,90	497,36	138,46	303,16	16,59
490,30	342,92	494,42	151,50	301,29	12,61
490,30	330,17	493,54	163,37	302,42	8,49
490,30	329,29	487,36	158,07	300,25	8,93
490,30	318,40	467,26	148,86	289,99	9,05
490,30	308,40	442,84	134,44	275,69	10,90
490,30	292,41	401,56	109,14	251,91	14,62
490,30	264,27	353,70	89,43	220,64	17,83
490,30	249,46	326,05	76,58	202,93	20,56
490,30	243,38	312,22	68,84	193,26	23,13
490,30	234,85	300,55	65,70	186,37	23,21
588,36	493,05	678,38	185,33	471,18	4,39
588,36	462,75	665,53	202,79	431,17	6,85
588,36	451,47	648,37	196,90	419,77	7,06
588,36	431,46	637,68	206,22	399,55	7,44
588,36	385,77	597,58	211,81	356,68	7,56
588,36	365,67	591,30	225,64	349,09	4,46
588,36	366,65	579,04	212,40	349,97	4,47
588,36	354,39	556,10	201,71	337,51	4,69
588,36	346,15	533,74	187,59	327,97	5,19
588,36	329,78	492,36	162,58	303,16	8,13
588,36	306,54	448,62	142,09	276,48	9,99
588,36	289,96	403,52	113,55	251,99	13,72
588,36	274,96	373,12	98,16	232,02	16,71
588,36	263,29	349,58	86,29	218,92	18,27

Continua...

...continuação da Tabela 6.

P1	Dif₍₁₋₃₎	Dif₍₁₋₂₎	Dif₍₂₋₃₎	hf	Rend.
(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(%)
588,36	238,19	313,79	75,60	193,62	20,59
588,36	270,65	290,26	19,61	228,86	17,04
686,42	620,23	776,93	156,70	595,17	4,00
686,42	561,59	755,75	194,16	529,55	5,70
686,42	533,94	743,10	209,16	493,51	7,65
686,42	507,56	726,13	218,58	457,26	10,16
686,42	487,26	708,58	221,32	432,68	11,56
686,42	465,00	693,09	228,09	418,81	10,15
686,42	454,51	689,75	235,25	416,09	8,54
686,42	450,88	689,46	238,58	415,97	7,79
686,42	444,21	672,20	227,99	411,53	7,38
686,42	426,27	629,55	203,28	389,96	8,61
686,42	406,26	580,52	174,25	362,62	11,05
686,42	393,12	552,37	159,25	346,37	12,35
686,42	376,06	522,56	146,50	325,64	14,08
686,42	351,64	475,98	124,34	295,25	17,23
686,42	335,66	449,41	113,75	278,20	18,57

Com os dados das Tabelas 5 e 6, construíram-se as Figuras 17(a) e 17(b) que apresentam os gráficos das vazões succionadas em função das depressões ou das pressões na tubulação de sucção dos injetores de 32 mm e 40 mm, funcionando nas pressões de serviço de: 147,09 kPa, 196,12 kPa, 294,18 kPa, 392,24 kPa, 490, 30 kPa, 588,36 kPa e 686,42 kPa. As Figuras 18(a) e 18(b) apresentam representações gráficas desses mesmos parâmetros para os injetores de 50 e 60 mm que operaram nas mesmas condições de pressão de serviço, de depressão e de diferencial de pressão.

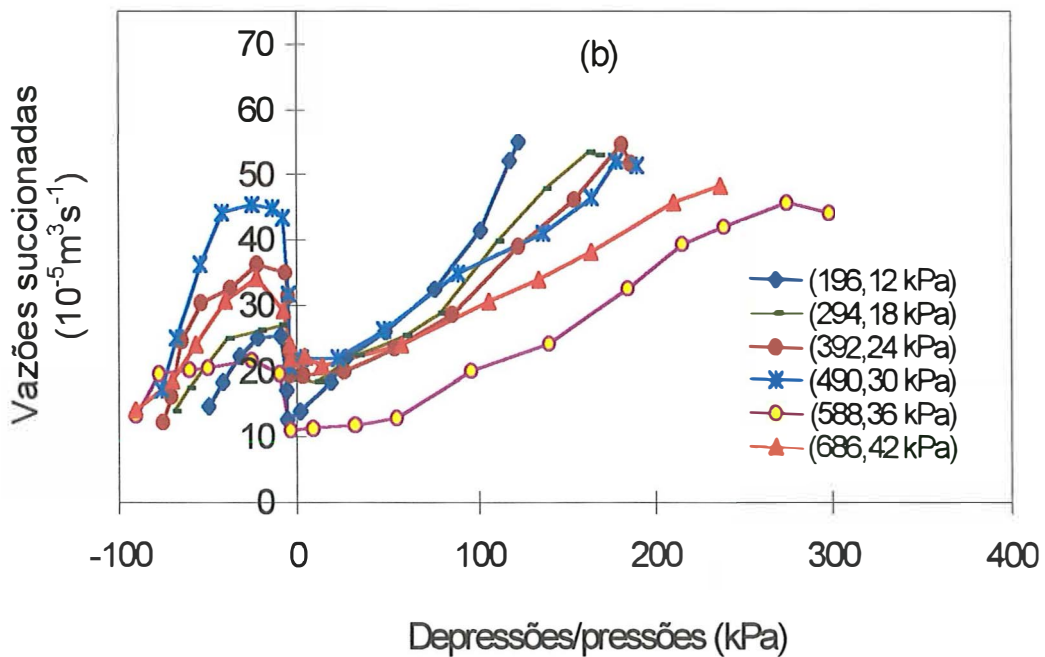
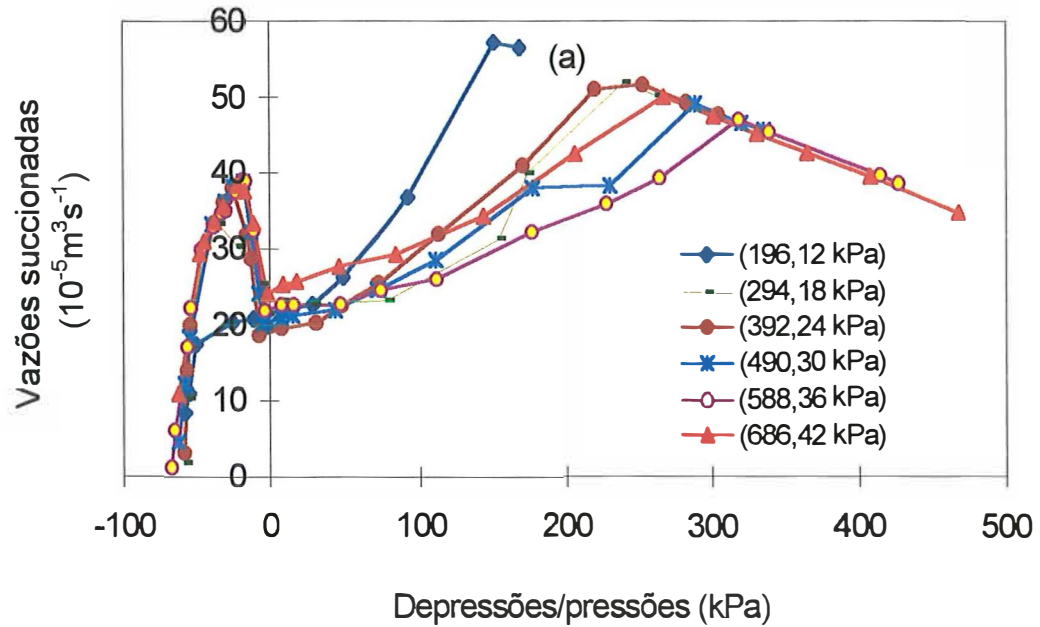


Figura 17. Vazões succionadas em função das depressões e das pressões na tubulação de sucção com o injetor de 32 mm (a) e 40 mm (b).

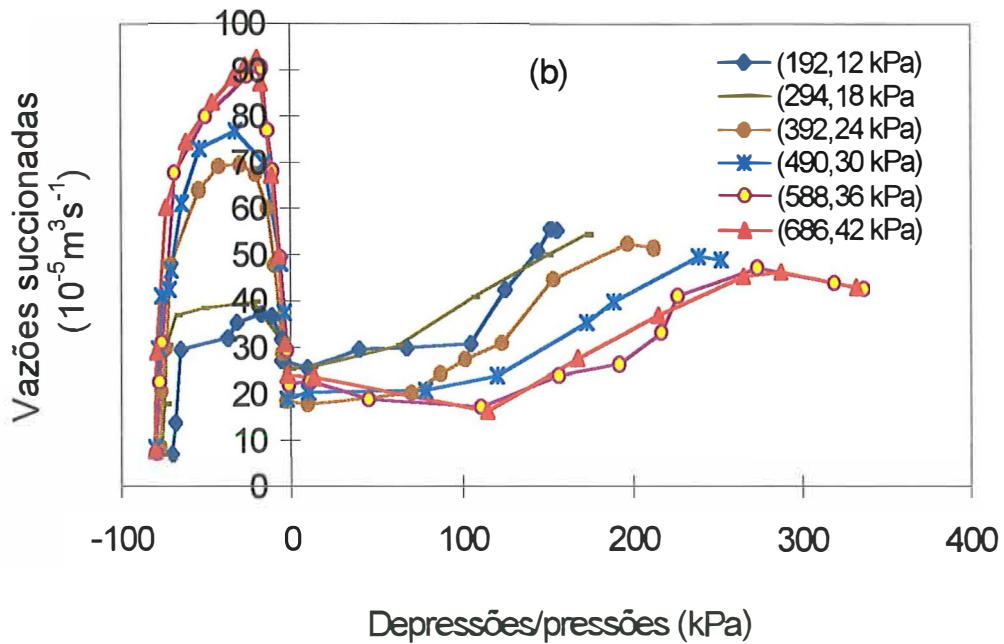
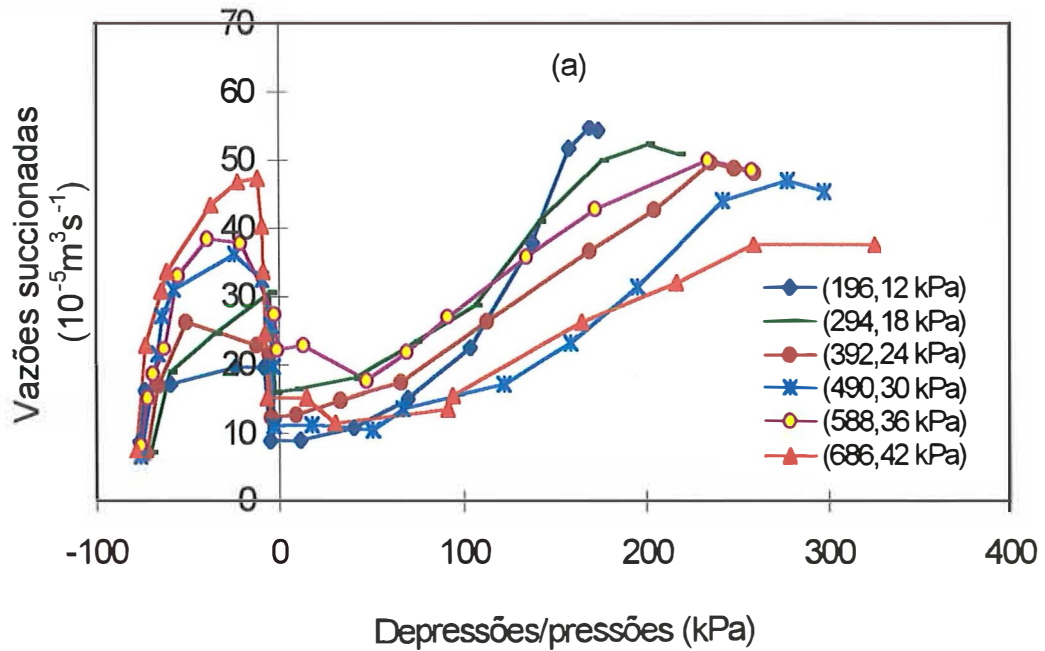


Figura 18. Vazões succionadas em função das depressões e das pressões na tubulação de sucção com o injetor de 50 mm (a) e 60 mm (b).

Analisando o comportamento das curvas representativas das vazões succionadas das Figuras 17 e 18 constata-se que no ponto de transição entre o funcionamento do injetor com a tubulação de sucção, em condição de depressão e passando a funcionar em condição pressurizada, houve uma descontinuidade no comportamento das curvas nesse limite.

Nas condições de depressão houve um aumento das vazões succionadas à medida que a taxa de depressão aumentou até alcançar um ponto de máxima vazão succionada. A partir daí, houve um declínio gradativo dessas vazões até a depressão se aproximar de zero. Ao alcançar esse limite de transição e já em condição pressurizada, as vazões succionadas novamente voltaram a aumentar com o aumento das pressões na tubulação de sucção.

O comportamento dessa descontinuidade nos valores das vazões succionadas pode ser visualizado analisando-se as curvas apresentadas nas Figuras 17(a), 17(b), 18(a) e 18(b), construídas com os dados dos injetores de 32 mm, 40 mm, 50 mm e 60 mm, respectivamente.

No trabalho, não se chegou a explicação concreta para a razão dessa variação nas vazões succionadas nas diferentes formas de operação. Acredita-se que o injetor funcionando em condições de depressão, um possível volume de ar possa ficar retido no interior da câmara de mistura. No momento em que o injetor passa a funcionar com a tubulação de sucção em condições pressurizadas, possivelmente essa quantidade de ar passe a ser expulsa desse local. Durante esse processo de expulsão do ar e a substituição imediata do mesmo volume na câmara por água, pode haver uma mudança na forma de funcionamento do injetor. Isso acontecendo, o processo de sucção fica prejudicado até que todo o volume da câmara seja preenchido por água. Isso constitui apenas hipótese, proporcionando linha de pesquisa importante para futuros trabalhos.

4. 4. Desempenho e manejo do sistema com injetor tipo Venturi duplo

4.4.1. Desempenho do sistema com injetor tipo Venturi duplo

O desempenho do sistema de instalação que utiliza injetor tipo Venturi duplo foi avaliado utilizando diferentes combinações de injetores, funcionando nas mesmas condições de pressão e de diferencial de pressão considerados para a instalação do injetor diretamente na tubulação. Dentre essas combinações trabalhou-se com os pares de injetores de 60 mm, 50 mm, 40 mm e 32 mm funcionando como injetores principais, juntamente com o injetor de 25 mm operando como secundário.

Os dados das Tabelas 7 e 8 foram obtidos com o par de injetor de 40 mm x 25 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa (20 mca), 392,24 kPa (40 mca) e 588,36 kPa (60 mca), representando as condições de funcionamento dessa forma de instalação em baixa, média e altas pressões. Com os dados da Tabela 7 construíram-se a Tabela 8 que contém: os valores do diferencial de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro a jusante do injetor ($Dif_{(1-4)}$), entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura ($Dif_{(1-2)}$), entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor ($Dif_{(2-4)}$), perda de carga (hf), rendimento e porcentagem das perdas de carga em relação as pressões de serviço ($\%hf$) com o injetor duplo de 40 mm x 25 mm.

As Figuras 19(a), 19(b) e 19(c) foram construídas com parte desses dados. Nelas estão apresentados os gráficos das vazões succionadas (a), das perdas de carga (b) e dos rendimentos (c) em relação aos diferenciais de pressão considerados. As Figuras 20(a), 20(b) e 20(c) são para o par de injetores de 50 mm x 25 mm. As de número 21(a), 21(b) e 21(c) são para par de 60 mm x 25 mm, trabalhando nas mesmas condições hidráulicas.

Tabela 7. Pressão de serviço (P1), pressão a montante do injetor principal (P1.A), pressão a montante do injetor secundário (P1.B), depressão (P₂), pressão pós injetor secundário (P₃), pressão na saída do sistema (P₅), vazão motriz do injetor principal (Q_{mot. A}), vazão motriz do injetor secundário (Q_{mot. B}), vazão succionada (Q_{sucção}) e vazão total do sistema (Q_{total}) com o injetor duplo de 40 mm x 25 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa (20 mca), 392,24 kPa (40 mca) e 588,36 kPa (60 mca).

P1 (mca)	P1.A (kPa)	P1.B (kPa)	P2 (kPa)	P3 (kPa)	Q_{mot. A} (10⁻⁵m³s⁻¹)	Q_{mot. B} (10⁻⁵m³s⁻¹)	Q_{sucção} (10⁻⁵m³s⁻¹)	Q_{total} (10⁻⁵m³s⁻¹)
15,00	147,09	142,29	16,18	13,43	273,00	71,00	31,15	304,15
15,00	147,09	142,97	13,73	28,54	259,00	70,40	27,24	286,24
15,00	147,09	143,27	12,65	42,85	243,00	68,92	20,76	263,76
15,00	147,09	142,78	11,47	52,36	235,60	69,10	14,01	249,61
15,00	147,09	144,64	11,08	66,88	225,60	69,70	7,45	233,05
15,00	147,09	143,17	11,57	73,94	216,00	68,90	4,68	220,68
15,00	147,09	144,05	9,71	83,15	204,00	67,86	2,54	206,54
15,00	147,09	143,46	11,87	88,25	199,00	67,70	1,21	200,21
20,00	196,12	189,45	13,04	27,85	305,00	81,42	30,68	335,68
20,00	196,12	190,63	11,47	51,48	291,00	81,14	25,68	316,68
20,00	196,12	190,82	11,57	58,35	288,00	81,70	22,19	310,19
20,00	196,12	190,92	11,18	73,64	269,00	79,85	13,31	282,31
20,00	196,12	192,39	8,53	96,00	251,80	79,60	6,36	258,16
20,00	196,12	191,32	6,77	107,57	239,00	79,08	3,39	242,39
20,00	196,12	191,41	4,80	119,63	226,00	78,37	0,44	226,44
20,00	196,12	193,28	4,71	121,59	225,00	78,55	0,08	225,08
25,00	245,15	236,72	15,10	14,41	354,00	90,04	30,82	384,82
25,00	245,15	237,70	15,10	22,55	351,00	90,28	30,80	381,80
25,00	245,15	237,40	15,10	36,58	343,60	90,06	30,79	374,39
25,00	245,15	237,60	14,22	51,97	334,20	90,50	29,93	364,13

Continua...

...continuação da Tabela 7.

P1 (mca)	P1.A (kPa)	P1.B (kPa)	P2 (kPa)	P3 (kPa)	Qmot. A ($10^{-5}m^3s^{-1}$)	Qmot.B ($10^{-5}m^3s^{-1}$)	Qsucção ($10^{-5}m^3s^{-1}$)	Qtotal ($10^{-5}m^3s^{-1}$)
25,00	245,15	239,36	13,04	68,64	323,67	90,12	26,40	350,07
25,00	245,15	238,29	11,57	86,10	307,00	89,08	18,53	325,53
25,00	245,15	239,95	11,96	108,36	290,00	89,44	9,32	299,32
25,00	245,15	240,05	13,73	125,52	278,00	89,92	4,99	282,99
25,00	245,15	238,78	11,57	131,11	272,00	89,03	4,02	276,02
25,00	245,15	240,54	10,00	137,28	267,00	88,83	2,86	269,86
30,00	294,18	283,79	12,36	24,52	380,40	98,06	30,99	411,39
30,00	294,18	284,86	12,36	51,97	371,80	98,16	30,96	402,76
30,00	294,18	286,04	12,36	63,35	366,20	98,54	30,90	397,10
30,00	294,18	287,51	12,26	78,06	356,60	98,24	29,29	385,89
30,00	294,18	287,12	10,88	98,06	342,20	97,60	24,08	366,28
30,00	294,18	287,12	10,39	116,10	329,60	97,00	16,48	346,08
30,00	294,18	289,28	10,20	139,25	315,00	97,10	9,19	324,19
30,00	294,18	288,59	8,83	149,74	306,00	96,66	6,94	312,94
30,00	294,18	286,14	13,24	156,90	299,00	98,10	4,05	303,05
30,00	294,18	288,59	9,90	168,86	290,00	96,83	2,18	292,18
35,00	343,21	330,66	13,83	16,96	409,00	105,96	31,10	440,10
35,00	343,21	333,80	13,73	38,93	411,00	106,66	31,12	442,12
35,00	343,21	331,44	12,75	60,11	401,00	105,92	31,10	432,10
35,00	343,21	333,70	13,43	83,94	389,40	106,04	30,66	420,06
35,00	343,21	334,58	12,55	101,98	378,00	105,96	27,87	405,87
35,00	343,21	332,82	13,04	125,81	364,00	105,98	19,41	383,41
35,00	343,21	334,09	15,10	140,81	356,80	106,44	13,46	370,26
35,00	343,21	337,13	13,24	160,72	343,60	105,90	9,62	353,22
35,00	343,21	335,56	10,98	175,23	331,00	104,94	7,01	338,01
35,00	343,21	335,17	10,69	181,90	325,00	105,32	5,40	330,40
35,00	343,21	337,03	11,18	188,47	322,00	105,48	4,10	326,10
35,00	343,21	336,05	9,22	199,94	312,00	104,96	1,72	313,72
40,00	392,24	379,30	14,81	33,83	432,17	113,05	30,59	462,76
40,00	392,24	379,59	15,49	68,35	430,00	113,40	30,48	460,48

Continua...

...continuação da Tabela 7.

P1	P1.A	P1.B	P2	P3	Qmot. A	Qmot.B	Qsucção	Qtotal
(mca)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(10⁻⁵m³s⁻¹)	(10⁻⁵m³s⁻¹)	(10⁻⁵m³s⁻¹)	(10⁻⁵m³s⁻¹)
40,00	392,24	380,87	15,20	91,98	420,00	113,16	30,35	450,35
40,00	392,24	381,65	14,51	113,26	407,00	113,20	29,14	436,14
40,00	392,24	381,65	13,92	130,42	397,00	113,00	25,21	422,21
40,00	392,24	381,75	12,85	151,50	386,00	112,60	18,79	404,79
40,00	392,24	382,53	11,77	168,86	375,00	112,40	13,67	388,67
40,00	392,24	382,24	11,37	189,75	361,00	112,10	8,69	369,69
40,00	392,24	383,22	8,43	214,75	343,00	111,90	4,30	347,30
40,00	392,24	383,71	9,90	225,54	338,00	112,50	1,94	339,94
40,00	392,24	384,59	10,49	232,70	331,00	112,60	0,65	331,65
45,00	441,27	427,93	16,57	28,44	457,20	119,90	31,16	488,36
45,00	441,27	426,56	16,67	47,56	457,00	120,00	31,21	488,21
45,00	441,27	426,07	16,67	72,47	454,40	119,70	31,22	485,62
45,00	441,27	426,56	16,67	98,75	446,40	120,05	31,18	477,58
45,00	441,27	428,03	15,59	127,28	432,00	120,10	30,37	462,37
45,00	441,27	429,31	13,73	152,39	417,00	119,20	25,63	442,63
45,00	441,27	430,78	10,88	187,49	398,00	118,80	16,07	414,07
45,00	441,27	431,46	9,61	210,14	385,40	118,50	10,74	396,14
45,00	441,27	431,66	10,49	235,34	370,00	118,82	6,16	376,16
45,00	441,27	432,15	9,02	250,74	360,00	118,57	3,30	363,30
45,00	441,27	432,93	8,24	261,82	353,00	118,50	1,63	354,63
50,00	490,30	475,98	14,22	43,73	480,00	126,22	31,36	511,36
50,00	490,30	475,00	14,32	76,49	478,00	126,00	31,36	509,36
50,00	490,30	477,26	14,32	99,83	474,00	126,27	31,33	505,33
50,00	490,30	476,08	14,22	118,65	466,33	126,20	31,33	497,66
50,00	490,30	476,28	14,22	149,54	450,33	126,03	30,00	480,33
50,00	490,30	477,36	11,57	198,57	424,00	124,97	19,18	443,18
50,00	490,30	479,02	10,30	224,36	411,00	124,90	13,43	424,43
50,00	490,30	479,22	10,49	243,88	400,67	125,00	9,54	410,20
50,00	490,30	479,51	9,51	266,72	387,67	125,00	5,66	393,33
50,00	490,30	479,71	13,83	289,08	373,33	125,90	1,23	374,56

Continua...

...continuação da Tabela7.

<u>P1</u>	<u>P1.A</u>	<u>P1.B</u>	<u>P2</u>	<u>P3</u>	<u>Qmot. A</u>	<u>Qmot.B</u>	<u>Qsucção</u>	<u>Qtotal</u>
<u>(mca)</u>	<u>(kPa)</u>	<u>(kPa)</u>	<u>(kPa)</u>	<u>(kPa)</u>	<u>(10⁻⁵m³s⁻¹)</u>	<u>(10⁻⁵m³s⁻¹)</u>	<u>(10⁻⁵m³s⁻¹)</u>	<u>(10⁻⁵m³s⁻¹)</u>
60,00	588,36	567,28	18,63	42,66	521,00	138,50	28,63	549,63
60,00	588,36	570,51	18,83	68,45	523,00	138,90	28,58	551,58
60,00	588,36	570,22	18,63	89,23	522,00	138,92	28,54	550,54
60,00	588,36	573,45	18,83	111,00	523,00	139,24	28,62	551,62
60,00	588,36	570,12	18,83	133,66	515,00	138,66	28,62	543,62
60,00	588,36	571,89	19,02	167,19	503,00	138,98	28,24	531,24
60,00	588,36	572,28	18,24	199,65	487,00	139,00	24,24	511,24
60,00	588,36	573,06	16,77	232,50	471,00	138,48	18,53	489,53
60,00	588,36	574,53	12,65	272,02	450,80	137,70	11,97	462,77
60,00	588,36	574,04	13,73	296,63	438,00	138,10	8,17	446,17
60,00	588,36	574,44	19,02	319,77	426,00	139,10	3,78	429,78
60,00	588,36	576,49	18,14	335,66	418,00	139,03	1,59	419,59
70,00	686,42	665,44	14,12	45,79	560,00	148,50	30,52	590,52
70,00	686,42	666,32	14,22	81,59	559,25	148,80	30,49	589,74
70,00	686,42	665,83	14,22	104,63	559,00	148,94	30,50	589,50
70,00	686,42	666,02	14,22	136,79	559,00	148,60	30,52	589,52
70,00	686,42	666,61	14,22	177,68	548,67	148,60	30,49	579,16
70,00	686,42	668,08	14,22	211,81	536,00	148,67	30,12	566,12
70,00	686,42	669,26	13,73	239,07	522,33	148,60	27,66	550,00
70,00	686,42	668,97	12,36	264,76	511,00	148,13	23,39	534,39
70,00	686,42	670,44	10,30	305,65	491,33	147,77	15,95	507,28
70,00	686,42	670,44	9,32	328,99	480,00	147,67	12,45	492,45
70,00	686,42	670,24	8,53	345,17	470,67	147,60	10,51	481,17
70,00	686,42	670,93	8,43	363,02	463,00	147,90	7,91	470,91
70,00	686,42	671,91	8,63	386,36	453,00	148,30	4,60	457,60
70,00	686,42	671,91	8,24	397,63	444,00	147,70	2,63	446,63
70,00	686,42	673,67	7,55	406,46	439,67	147,63	1,52	441,19

Tabela 8. Pressão a montante do sistema (P_s), diferencial de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro a sua jusante ($Dif_{(1-4)}$), entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura ($Dif_{(1-2)}$), entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor ($Dif_{(2-4)}$), perda de carga (hf), rendimento (Rend.) e percentagem da perda de carga em relação a pressão de serviço ($\%hf$) com o injetor duplo de 40 mm x 25 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa, 392,24 kPa e 588,36 kPa.

P_s (kPa)	$Dif_{(1-3)}$ (kPa)	$Dif_{(1-2)}$ (kPa)	$Dif_{(2-4)}$ (kPa)	hf (kPa)	Rend. (%)	$\%hf$ (%)
147,09	133,66	163,27	29,61	115,46	13,80	78,50
147,09	118,55	160,82	42,26	101,62	14,12	69,09
147,09	104,24	159,74	55,50	90,06	12,96	61,23
147,09	94,73	158,56	63,84	83,91	9,85	57,05
147,09	80,21	158,17	77,96	73,08	6,44	49,69
147,09	73,15	158,66	85,51	67,79	4,64	46,09
147,09	63,94	156,80	92,86	60,07	3,02	40,84
147,09	58,84	158,96	100,12	55,97	1,63	38,05
196,12	168,27	209,16	40,89	145,71	12,38	74,30
196,12	144,64	207,59	62,95	124,49	12,53	63,48
196,12	137,77	207,69	69,92	119,61	11,49	60,99
196,12	122,48	207,30	84,82	109,66	8,29	55,92
196,12	100,12	204,65	104,53	92,09	5,10	46,96
196,12	88,55	202,89	114,34	82,90	3,21	42,27
196,12	76,49	200,92	124,44	73,51	0,50	37,48
196,12	74,53	200,83	126,30	71,88	0,10	36,65
245,15	230,74	260,25	29,52	204,66	9,72	83,49
245,15	222,60	260,25	37,66	196,51	10,16	80,16
245,15	208,57	260,25	51,68	182,42	11,07	74,41
245,15	193,18	259,37	66,19	167,35	11,90	68,26

Continua...

...continuação da Tabela 8.

Ps (kPa)	Dif₍₁₋₃₎ (kPa)	Dif₍₁₋₂₎ (kPa)	Dif₍₂₋₄₎ (kPa)	hf (kPa)	Rend. (%)	%hf (%)
245,15	176,51	258,19	81,68	152,68	11,80	62,28
245,15	159,05	256,72	97,67	140,31	9,64	57,23
245,15	136,79	257,11	120,32	124,94	5,98	50,97
245,15	119,63	258,88	139,25	111,47	3,84	45,47
245,15	114,04	256,72	142,68	106,75	3,29	43,55
245,15	107,87	255,15	147,29	101,66	2,50	41,47
294,18	269,67	306,54	36,87	239,71	9,17	81,48
294,18	242,21	306,54	64,33	212,17	10,43	72,12
294,18	230,83	306,54	75,70	200,76	11,09	68,24
294,18	216,12	306,44	90,31	187,04	11,52	63,58
294,18	196,12	305,06	108,94	170,58	10,83	57,99
294,18	178,08	304,57	126,50	158,41	8,46	53,85
294,18	154,93	304,38	149,44	141,51	5,66	48,10
294,18	144,44	303,01	158,56	133,11	4,70	45,25
294,18	137,28	307,42	170,13	128,84	3,00	43,80
294,18	125,32	304,08	178,76	118,85	1,80	40,40
343,21	326,25	357,04	30,79	292,98	8,24	85,37
343,21	304,28	356,94	52,66	271,01	8,79	78,96
343,21	283,10	355,96	72,86	249,68	9,65	72,75
343,21	259,27	356,64	97,37	226,10	10,71	65,88
343,21	241,23	355,76	114,53	210,03	10,76	61,20
343,21	217,40	356,25	138,85	193,13	8,64	56,27
343,21	202,40	358,31	155,92	183,44	6,60	53,45
343,21	182,49	356,45	173,96	167,12	5,40	48,69
343,21	167,98	354,19	186,22	155,25	4,41	45,23
343,21	161,31	353,90	192,59	150,30	3,60	43,79
343,21	154,74	354,39	199,65	145,14	2,88	42,29
343,21	143,27	352,43	209,16	136,43	1,34	39,75
392,24	358,41	407,05	48,64	322,42	7,96	82,20
392,24	323,89	407,73	83,84	288,03	8,83	73,43

Continua...

...continuação da Tabela 8.

Ps (kPa)	Dif₍₁₋₃₎ (kPa)	Dif₍₁₋₂₎ (kPa)	Dif₍₂₋₄₎ (kPa)	hf (kPa)	Rend. (%)	%hf (%)
392,24	300,26	407,44	107,18	264,40	9,70	67,41
392,24	278,98	406,75	127,77	243,94	10,33	62,19
392,24	261,82	406,16	144,34	230,06	9,74	58,65
392,24	240,74	405,09	164,35	214,71	8,10	54,74
392,24	223,38	404,01	180,63	202,26	6,52	51,57
392,24	202,49	403,61	201,12	186,56	4,74	47,56
392,24	177,49	400,67	223,18	166,58	2,80	42,47
392,24	166,70	402,14	235,44	158,64	1,36	40,44
392,24	159,54	402,73	243,19	153,20	0,49	39,06
441,27	412,83	457,84	45,01	373,45	7,49	84,63
441,27	393,71	457,94	64,23	354,29	7,87	80,29
441,27	368,80	457,94	89,14	329,36	8,44	74,64
441,27	342,52	457,94	115,42	303,06	9,24	68,68
441,27	313,99	456,86	142,87	275,01	10,12	62,32
441,27	288,88	455,00	166,11	254,04	9,58	57,57
441,27	253,78	452,15	198,38	228,28	7,11	51,73
441,27	231,13	450,88	219,75	211,39	5,38	47,90
441,27	205,93	451,76	245,84	191,64	3,61	43,43
441,27	190,53	450,29	259,76	179,88	2,14	40,76
441,27	179,45	449,51	270,06	171,06	1,14	38,76
490,30	446,57	504,52	57,95	403,90	7,31	82,38
490,30	413,81	504,62	90,80	371,15	7,92	75,70
490,30	390,47	504,62	114,14	347,82	8,45	70,94
490,30	371,65	504,52	132,87	328,92	9,02	67,09
490,30	340,76	504,52	163,76	299,14	9,76	61,01
490,30	291,73	501,87	210,14	260,93	7,69	53,22
490,30	265,94	500,60	234,66	241,52	6,08	49,26
490,30	246,42	500,79	254,37	226,67	4,78	46,23
490,30	223,58	499,81	276,24	208,76	3,23	42,58
490,30	201,22	504,13	302,91	192,51	0,82	39,26

Continua...

...continuação da Tabela 8.

Ps (kPa)	Dif₍₁₋₃₎ (kPa)	Dif₍₁₋₂₎ (kPa)	Dif₍₂₋₄₎ (kPa)	hf (kPa)	Rend. (%)	%hf (%)
588,36	545,70	606,99	61,29	500,50	6,06	85,07
588,36	519,91	607,19	87,27	474,76	6,32	80,69
588,36	499,13	606,99	107,87	454,01	6,58	77,17
588,36	477,36	607,19	129,83	432,16	6,89	73,45
588,36	454,70	607,19	152,48	409,52	7,34	69,60
588,36	421,17	607,38	186,22	376,40	8,01	63,97
588,36	388,71	606,60	217,89	348,25	7,68	59,19
588,36	355,86	605,13	249,27	321,93	6,62	54,72
588,36	316,34	601,01	284,67	290,50	4,98	49,37
588,36	291,73	602,09	310,36	271,03	3,81	46,07
588,36	268,59	607,38	338,80	254,16	1,98	43,20
588,36	252,70	606,50	353,80	241,58	0,90	41,06
686,42	640,63	700,54	59,91	587,95	5,91	85,65
686,42	604,83	700,64	95,80	552,20	6,26	80,45
686,42	581,79	700,64	118,85	529,15	6,51	77,09
686,42	549,63	700,64	151,01	496,96	6,89	72,40
686,42	508,74	700,64	191,90	456,10	7,57	66,45
686,42	474,61	700,64	226,03	422,36	8,21	61,53
686,42	447,35	700,15	252,80	397,97	8,20	57,98
686,42	421,66	698,78	277,12	377,49	7,50	54,99
686,42	380,77	696,72	315,95	346,33	5,87	50,45
686,42	357,43	695,74	338,31	327,91	4,99	47,77
686,42	341,25	694,95	353,70	314,61	4,49	45,83
686,42	323,40	694,85	371,45	300,70	3,63	43,81
686,42	300,06	695,05	394,99	282,58	2,32	41,17
686,42	288,79	694,66	405,87	274,64	1,41	40,01
686,42	279,96	693,97	414,01	267,72	0,85	39,00

Estabelecendo para a avaliação dessa forma de instalação a pressão de serviço de 392,24 kPa (40 mca) e procedendo-se de forma semelhante ao injetor de 25 mm instalado diretamente na tubulação de abastecimento, tem-se com os dados da Tabela 7, uma vazão total média e desvio padrão de $(401,27 \text{ e } 46,75) \times 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ respectivamente.

Avaliando-se os valores obtidos para a vazão succionada média de $17,62 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ e para a vazão total de $401,27 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$, constata-se que a primeira correspondeu a apenas 4,39% da vazão média total do sistema. Esse valor, comparativamente aos obtidos na instalação do injetor instalado diretamente na tubulação, foi bastante inferior. Tais resultados estão em conformidade com os dados informados por Li & Schmidt (1985). Essa redução provavelmente se deu em razão de que para uma mesma quantidade de energia que deveria ser utilizada por um só injetor instalado diretamente na tubulação, esteja sendo aproveitada para o funcionamento conjunto dos dois injetores.

Com relação as perdas de carga apresentadas na Tabela 8, cujo o porcentual médio em relação à pressão de serviço, foi de 56,34%, constatam-se alto valor dessas perdas, também nesse tipo de instalação. Tais resultados divergem das afirmações de Li & Schmidt (1985) quando citam que essa forma de instalação pode minimizá-las. Neste trabalho e em todas as pressões de serviço, pelo contrário, elas foram sempre superiores aos valores obtidos com os injetores nas outras formas de instalação.

Quanto ao rendimento médio do sistema, constata-se nas mesmas pressões de serviço valores mais reduzidos que aqueles obtidos na instalação do injetor diretamente na tubulação. Neste caso, o valor médio desse parâmetro foi apenas 6,42% e uma variação nos dados entre 0,49% e 10,33%.

Esses valores quantitativos das vazões succionadas e dos rendimentos embora inferiores aqueles da instalação dos injetores diretamente na tubulação, não constitui problema. Segundo as observações de Silvester & Mueller (1968) baixo rendimento e vazões succionadas em alguns casos de uso desses instrumentos, nem sempre podem ser consideradas fatores limitantes. Na quimigação, o baixo rendimento e principalmente, as vazões succionadas mais reduzidas podem com esse injetor ou sistema de instalação, serem perfeitamente compensadas aumentando-se as concentrações dos produtos na solução do reservatório ou na água de irrigação.

Durante os testes de laboratório, observou-se que para haver um funcionamento adequado do sistema de injeção, as dimensões dos injetores deverão ser devidamente adequadas de forma que, quando somadas as vazões motrizes do injetor secundário e suas vazões succionadas seja no máximo, igual a capacidade de sucção do injetor principal. Se isso não for observado, haverá na tubulação de descarga do injetor secundário, um excesso de vazão associada a uma condição de **sobrepressão**. Isso acontecendo, há um retorno desse excesso de vazão para o injetor secundário, e o sistema simplesmente deixa de funcionar.

O modelo matemático prevê e os resultados comprovaram que embora teoricamente, seja possível trabalhar com um sistema com injetor duplo em condições de depressão na tubulação de sucção do injetor principal, na prática isto não ocorreu. Possivelmente só ocorrerá, se a dimensão do injetor principal for superior a dimensão do injetor secundário. Isso acontecendo, provavelmente o injetor principal condicionará altas taxas de depressão na tubulação de sucção. Essa alta depressão, na presença de uma pressão mais reduzida na tubulação de descarga do injetor secundário, resultará como saldo, uma sobreposição nos valores das depressões em relação às pressões nessa tubulação.

Com os dados da Tabela 7 e 8 construíram-se as Figuras 19, 20 e 21(a) que apresentam os gráficos das vazões succionadas, das perdas de carga e dos rendimentos em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e outro na saída do sistema com injetor duplo de 40 mm x 25 mm, 50 mm x 25 mm e 60 mm x 25 mm.

Analisando os dados, observa-se como ponto positivo dessa forma de instalação, que houve ampliação nos limites operacionais do injetores, fato que pode ser comprovado ao se analisar as curvas representativas das vazões succionadas na Figuras 19(a), 20(a) e 21(a) e para os rendimentos nas Figuras 19(c), 20(c) e 21(c), respectivamente.

Os dados desses parâmetros nessa forma de instalação, diferente do que ocorreu com os injetores instalados diretamente na tubulação, não tiveram redução tão significativa com o aumento nos valores do diferencial de pressão considerando um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor. Essa constatação assegura que o limite operacional desses injetores foram ampliados, principalmente, nos diferenciais de pressão mais elevados.

A ampliação do limite operacional do sistema de injeção com injetor tipo Venturi duplo, assegurou uma das principais vantagens desse tipo de instalação quando se deseja trabalhar com esses instrumentos em condição de média e alta pressão onde por outra forma de instalação é praticamente impossível. Tais resultados corroboram com as afirmações de Li & Schmidt (1985) quando afirmam essa possibilidade de ampliação do limite operacional dos injetores, porém, divergem da afirmações de que haveria também possibilidade de redução nas perdas de carga, o que não aconteceu.

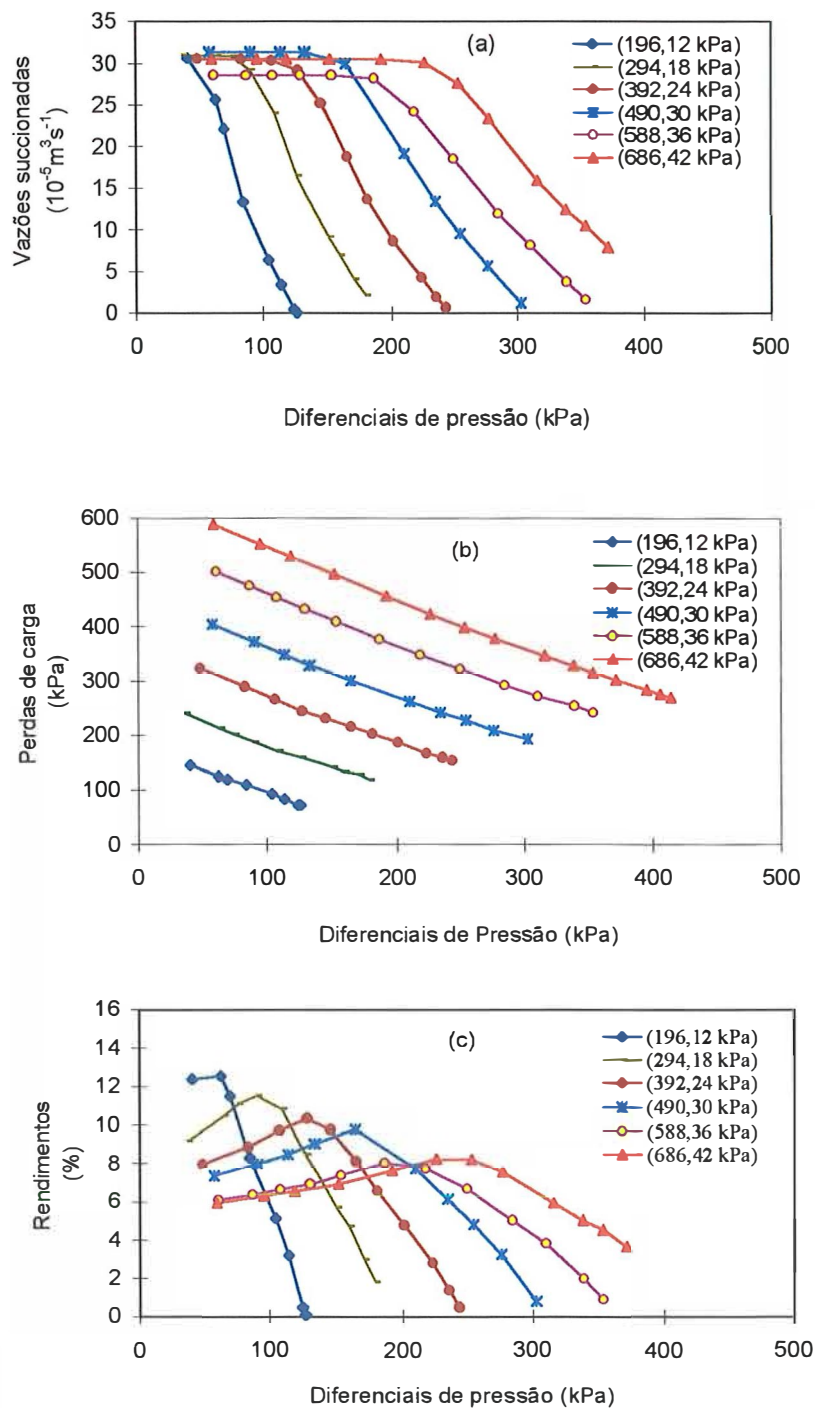


Figura 19. Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e um ponto na saída do sistema com injetor duplo de 40 mm x 25 mm.

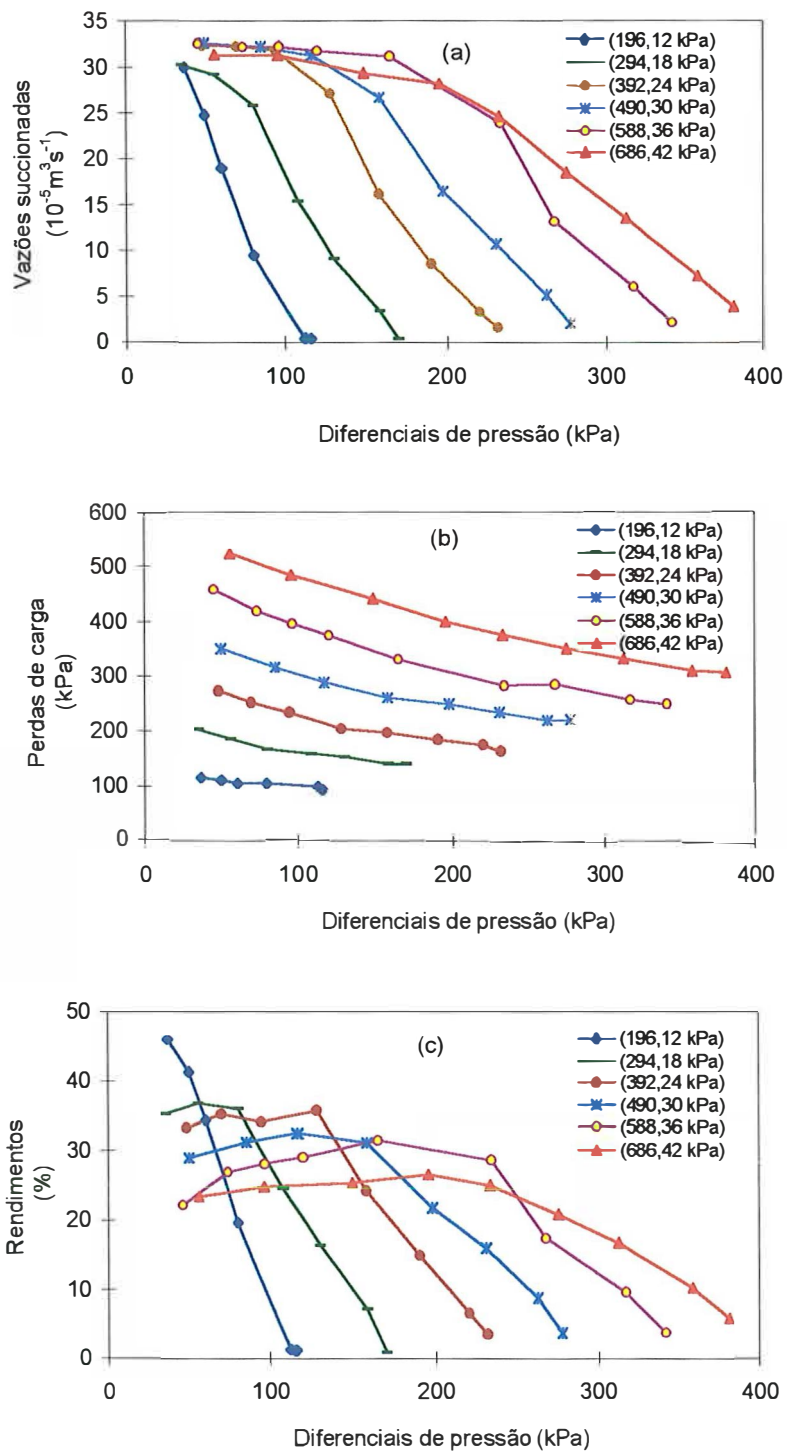


Figura 20. Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e um ponto na saída do sistema com injetor duplo de 50 mm x 25 mm.

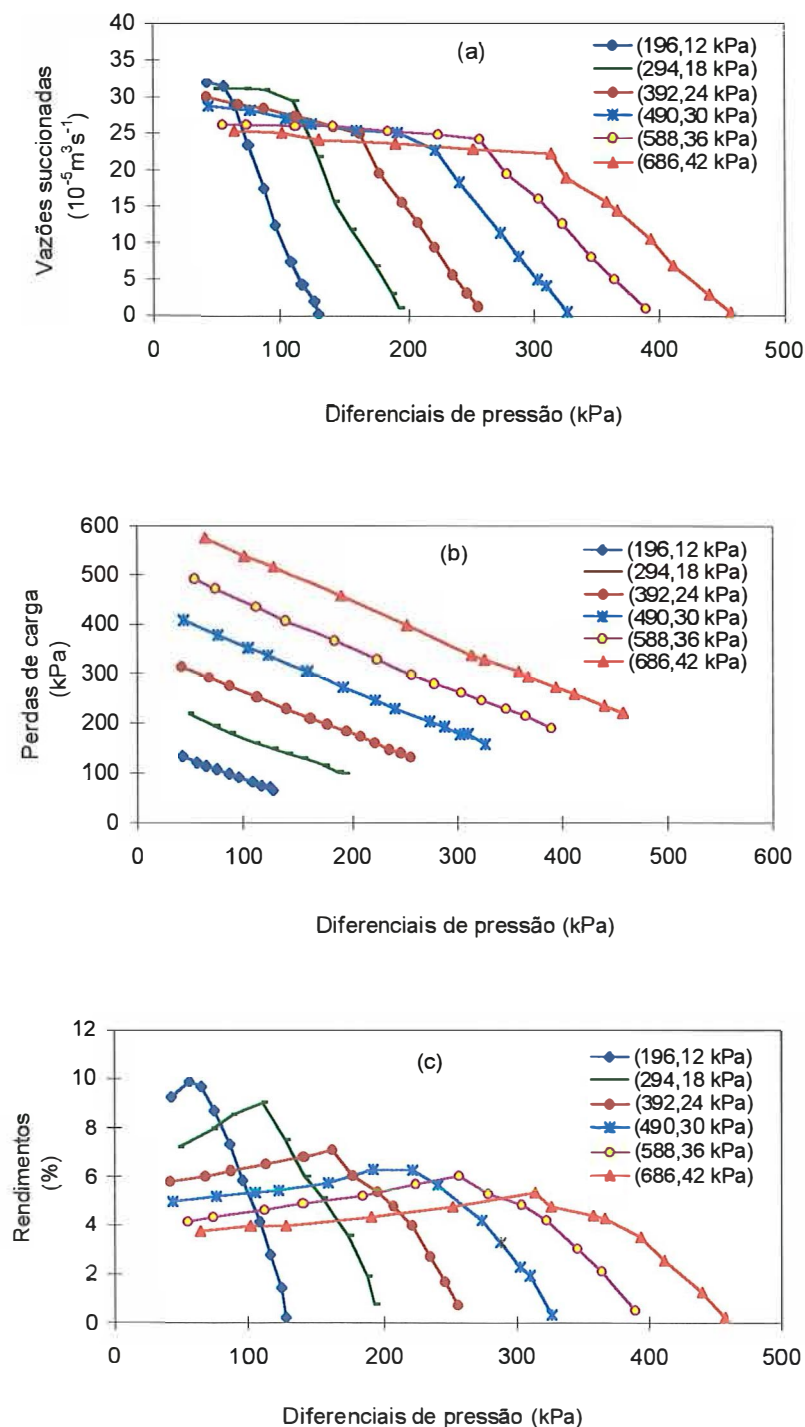


Figura 21. Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e um ponto na saída do sistema com injetor duplo de 60 mm x 25 mm.

Observa-se que somente após os diferenciais de pressão alcançarem além da metade da pressão de serviço, foi que houve mudança mais acentuada das vazões succionadas. Isso mostrou, que mesmo nas condições de pressão e de diferencial de pressão considerados elevados, houve ainda condições de trabalho com esse sistema. Com outras formas de instalação desses injetores, certamente não mais haveria a sucção nessas condições.

Avaliou-se no trabalho, também uma possível influência de mais de um diferencial de pressão envolvidos no processo de sucção nessa forma de instalação. Visando comprovar essa possibilidade, os valores das vazões succionadas, das perdas de carga e dos rendimentos foram considerados em relação dos dois diferenciais de pressão. No primeiro diferencial de pressão ($Dif_{(1-2)}$) considerou-se um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura. No segundo diferencial de pressão ($Dif_{(2-3)}$), considerou-se um ponto na câmara de mistura e outro imediatamente a jusante do sistema. As Figuras 22(a), 22(b) e 22(c), apresentam respectivamente, os gráficos obtidos com os valores fornecidos pelo par de injetores de 40 mm x 25 mm funcionando nas diferentes pressões de serviço.

Analisando as curvas representativas contendo os dados das vazões succionadas apresentadas na Figura 22 (a), observa-se que os rendimentos e em menor proporção, também as perdas de carga, que esses dois parâmetros nessa forma de instalação foram influenciados mais pelo primeiro diferencial de pressão que pelo segundo diferencial considerado. Sendo o segundo diferencial de pressão, justamente o que interferiu menos nas vazões succionadas e nos rendimentos, justifica-se o motivo que favoreceu o aumento do limite operacional no sistema com injetor duplo. Quando os injetores foram instalados diretamente na tubulação, o comportamento desses parâmetros em relação a esse diferencial de pressão, foi o oposto do observado nesse caso.

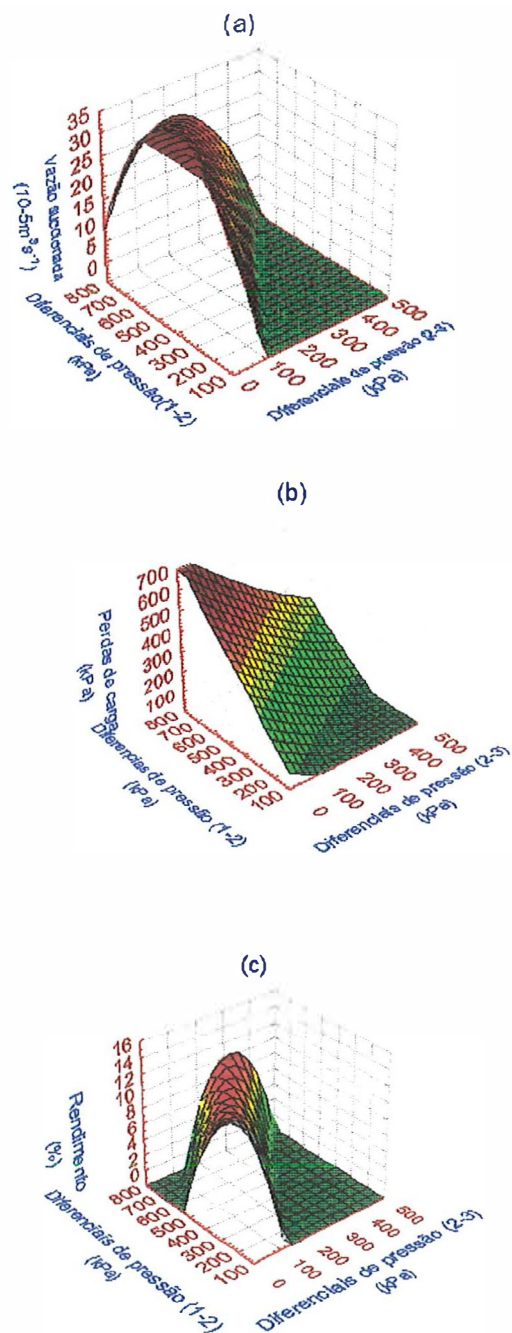


Figura 22. Vazões sucionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função conjunta dos dois diferentes diferenciais de pressão com o injetor duplo de 40 mm x 25 mm.

4.4.2. Análise comparativa do desempenho do injetor instalado diretamente na tubulação de abastecimento em relação a forma de instalação que utiliza injetor tipo Venturi duplo

Avaliou-se comparativamente o desempenho do sistema de instalação com injetor tipo Venturi duplo em relação aos do injetor instalado diretamente na tubulação considerando-se duas formas distintas: Na primeira forma, foram analisados os valores das vazões succionadas, das perdas de carga e dos rendimentos obtidos com o sistema de injetor duplo 60 mm x 25 mm, comparando com aqueles obtidos com o injetor de 25 mm trabalhando individualmente nas pressões de serviço de 196,12 kPa (20 mca) e 588,36 kPa (60 mca). Os gráficos desses parâmetros estão na Figura 23.

Na segunda forma, foram analisadas as vazões succionadas obtidas com o injetor de 40 mm e também com o de 25 mm instalados separadamente e instalados diretamente na tubulação. No mesmo gráfico, os dados das vazões succionadas de cada um desses injetores foram comparados com aqueles correspondentes ao par de injetor de 40 mm x 25 mm, operando nas pressões de serviço de 196,12 kPa, 392,24 kPa e 588,36 kPa. Esses dados estão na Figura 24. Todos os parâmetros foram considerados em função do diferencial de pressão entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor.

Analisando-se as curvas das vazões succionadas, apresentadas na Figura 23, constata-se que no sistema que utiliza injetor duplo operando nas pressões de serviço de 196,12 kPa, elas foram superiores às aquelas correspondentes ao injetor instalado diretamente na tubulação. Em relação ao rendimentos, foram bastante diferentes quando se considera uma e outra forma de instalação. Cabe ao projetista, analisar as vantagens e desvantagens de cada instalação e definir aquela que melhor se adapta à cada situação.

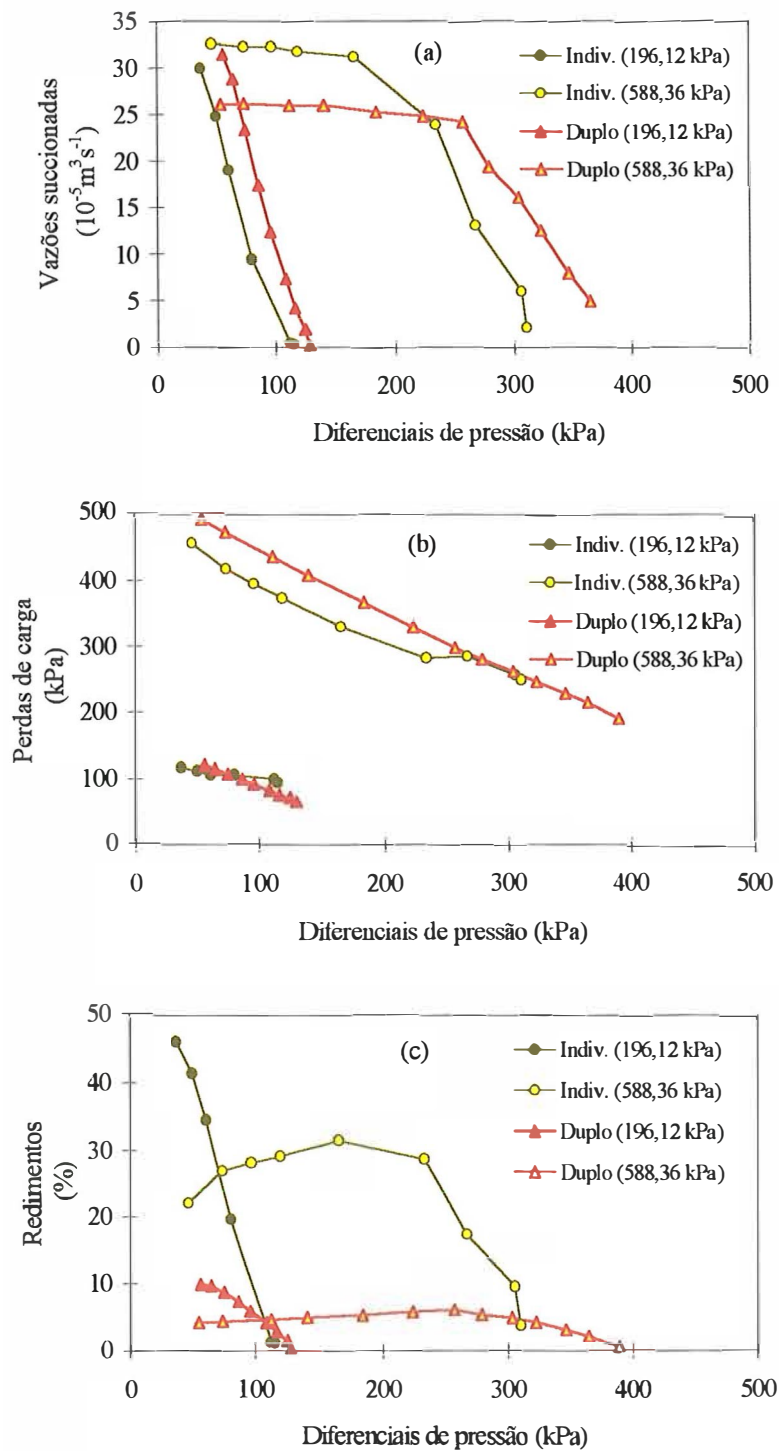


Figura 23. Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão com o injetor de 25 mm funcionando instalado diretamente na linha e em sistema com injetor duplo de 60 mm.

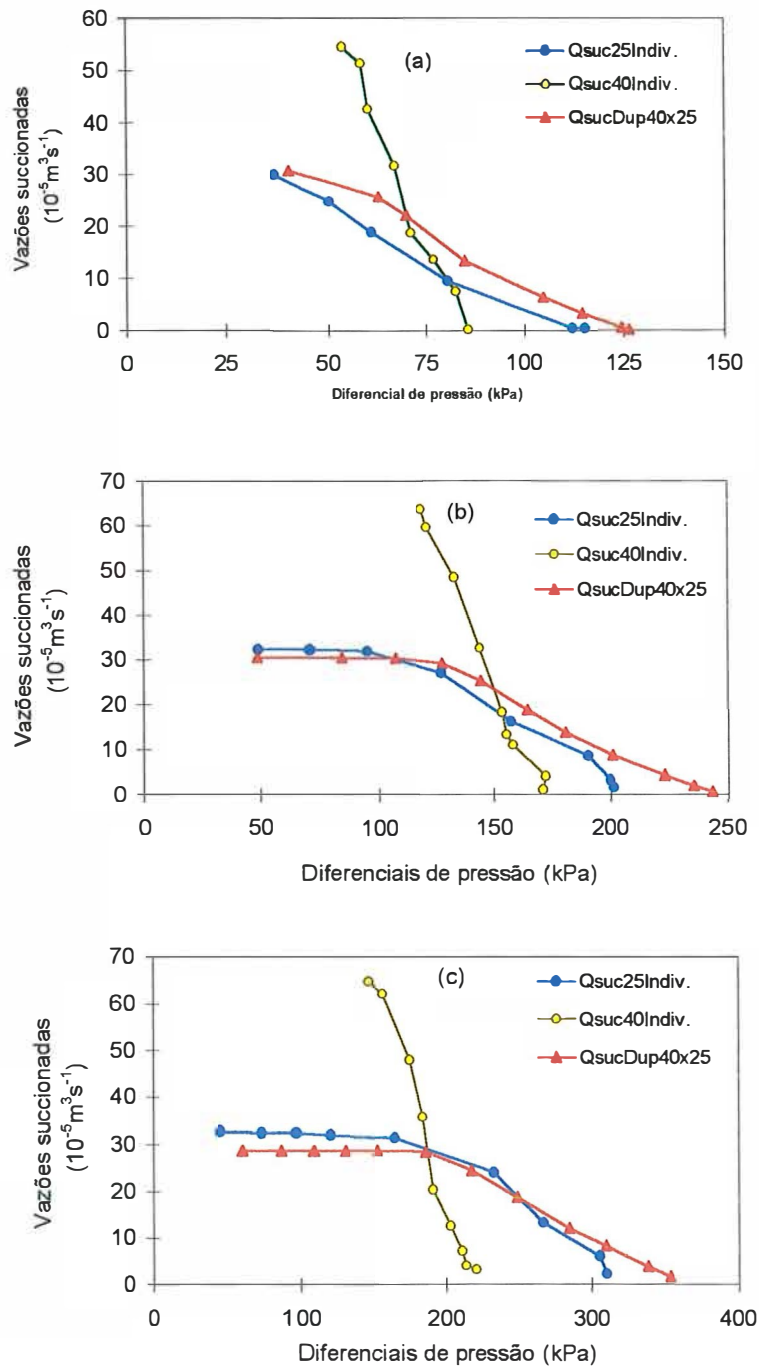


Figura 24. Vazões succionadas a 196,12 kPa (a), 392,24 kPa (b) e 588,36 kPa (c) com os injetores de 25 mm e 40 mm, trabalhando individualmente, instalados diretamente na tubulação e em sistema com injetor duplo de 40 mm x 25 mm, em função do diferencial de pressão entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor ou do sistema.

Analisando-se os valores do diferencial de pressão para o sistema funcionando com injetor duplo, observa-se que houve o funcionamento do sistema em condições além dos 60% da pressão de serviço, o que foi praticamente impossível com os injetores instalados diretamente na tubulação. Nessa forma de instalação, esse porcentual foi em torno de 40% a 50% da pressão de serviço.

Com relação as curvas da vazões succionadas apresentadas na Figura 24, observa-se que houve diferença no comportamento dos dados correspondentes aos injetores de diâmetros diferentes, porém instalados da mesma forma.

Houve diferença também entre os valores desse parâmetro apresentado por cada injetor em relação àquelas obtidas pelo sistema com injetor duplo e constituído por esses mesmos injetores. Essa constatação normalmente é o que ocorre com bombas instalados em paralelo. Nessa forma de instalação, cada componente funciona de forma própria e independente e apresentando resultados diferentes daqueles quando elas juntas formam uma só unidade.

Os valores das vazões succionadas com o sistema que utiliza injetor duplo, foram intermediários aos valores dos injetores de maior e menor dimensão instalados diretamente na tubulação. Observa-se que as vazões succionadas foram menores que às do injetor de 40 mm, porém, superiores àquelas obtidas com o injetor de 25 mm. Já o limite operacional do sistema com injetor duplo, foi superior aqueles apresentados pelos dois injetores trabalhando isoladamente. Tais resultados vão ao encontro das afirmações de Macintyre (1987) quando afirma que na associação de bombas em paralelo, a vazão obtida por n bombas é menor do que n vezes o valor da descarga de uma das bombas funcionando isoladamente e em condições análogas.

4.5 Equações de regressão das vazões succionadas em função dos diferenciais de pressão dos injetores individuais e aqueles constituintes do sistema com injetor duplo

Os dados das vazões succionadas, das perdas de carga e dos rendimentos dos injetores foram avaliados por meio de regressão e analisados em função de dois diferenciais de pressão. O primeiro diferencial, considerando um ponto a montante do sistema e outro na câmara de mistura. O segundo, entre um ponto na câmara de mistura e outro na saída do sistema. Cada injetor trabalhou nas pressões de serviço variando de 147,09 kPa até 686,42 kPa, com incremento de 49,03 kPa.

Os dados ajustaram-se melhor a função polinomial quadrática, cujas equações estão nas Tabelas 9 e 10. As equações da Tabela 9 correspondem aos injetores que funcionaram como principais e aquelas da Tabela 10, são daqueles que funcionaram como secundário. Os dados que originaram essas equações estão no Sistema Internacional de Unidades, porém, as pressões de serviço e os diferenciais de pressão no programa de computador foram considerados em coluna de água, por facilidade de manuseio e entendimento. O APÊNDICE 1 deste trabalho apresenta as equações dessa forma.

Analisando os coeficientes de determinação (R^2) das equações da Tabela 9, observa-se que eles foram inferiores aqueles dos injetores secundários. Essa variação certamente deve-se, à mudança que ocorreu na forma de funcionamento desses injetores, o que já foi mencionado. Tais resultados corroboram com as afirmações de Cornell & Berger (1987) quando citam que embora o valor desse coeficiente possa apresenta-se baixo, não se deve descartá-lo de imediato, sem que seja feita uma avaliação do porquê desse fato. Um valor mais reduzido desse índice, certamente está refletindo o que ocorreu na realidade com o fenômeno na prática.

Tabela 9. Equações das vazões succionadas em função dos diferenciais de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura, entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante dos injetores de 60 mm, 50 mm, 40 mm e 32 mm, trabalhando com a tubulação de sucção em condições de depressão ou pressurizada, nas pressões de serviço variando de 147,09 kPa até 686,42 kPa.

Modelos	R ²
*Qsuc60 = - 0092283 Dif ₁ + 0,0001 Dif ₁ ² + 0,61134 Dif ₂ - 0,001359 Dif ₂ ²	0,7503
**Qsuc60 = 1,510517 Dif ₁ - 0,00169 Dif ₁ ² - 2,90473 Dif ₂ + 0,006714 Dif ₂ ²	0,9324
Qsuc50 = 0,424269 Dif ₁ - 0,000405 Dif ₁ ² - 0,741768 Dif ₂ + 0,00156 Dif ₂ ²	0,6986
Qsuc40 = 0,818439 Dif ₁ - 0,000787 Dif ₁ ² - 1,96379 Dif ₂ + 0,005511 Dif ₂ ²	0,9044
Qsuc32 = 0,341984 Dif ₁ - 0,000357 Dif ₁ ² - 0,487831 Dif ₂ + 0,00107 Dif ₂ ²	0,7840

* Qsuc: Vazões em (m³ s⁻¹). Dif₁: diferenciais de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura; Dif₂: diferenciais de pressão entre um ponto na câmara de mistura e outro instalado pós-injetor.

** Dados considerando a tubulação de sucção do injetor principal em condições apenas pressurizada.

Tabela 10. Equações das vazões succionadas em função dos diferenciais de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura, entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante dos injetores de 40 mm, 32 mm, 25 mm e 20 mm trabalhando com a tubulação de sucção em condições de depressão, nas pressões de serviço variando de 147,09 kPa até 686,42 kPa.

Modelos*	R ²
Qsuc40 = 0,74888 Dif ₁ - 0,000468 Dif ₁ ² - 1,763414 Dif ₂ + 0,002442 Dif ₂ ²	0,9575
Qsuc32 = 0,170827 Dif ₁ - 0,000124 Dif ₁ ² - 0,144588 Dif ₂ + 0,000061 Dif ₂ ²	0,9252
Qsuc25 = 0,156755 Dif ₁ - 0,000109 Dif ₁ ² - 0,230618 Dif ₂ + 0,000248 Dif ₂ ²	0,9409
Qsuc20 = 0,067765 Dif ₁ - 0,000056 Dif ₁ ² - 0,066165 Dif ₂ + 0,000056 Dif ₂ ²	0,8892

Considerando que para obter as equações da Tabela 9, os valores dos dados dos injetores funcionando com a tubulação de sucção em condições de depressão ou pressurizada, foram reunidos num só grupo e, como houve no limite de transição uma descontinuidade no comportamento desses dados, valores mais reduzidos desse índice podem ser considerados normais.

Analisando os coeficientes dos termos que constituíram as variáveis independentes da equação de regressão para o injetor de 60 mm observa-se que os sinais foram o oposto, daqueles correspondentes aos demais injetores. Julgou-se um possível erro nos dados, porém, os teste com esse injetor foram repetidos e o mesmo comportamento permaneceu.

A equação dessa forma, quando inserida no programa de computador, ele não funcionou. Observou-se que o processo de iteração só considera um aumento ou diminuição constante de determinado parâmetro em função do aumento ou diminuição de outro. Essa alternância nos dados das vazões succionadas dificultou a operacionalidade normal do programa.

Para resolver esse problema duas alternativas foram definidas. A primeira, consistiu em estabelecer passos a serem seguidos pelo programa, caso o funcionamento se referisse a condição de depressão ou pressurizada, separadamente. A segunda opção, consistia em utilizar na equação de regressão, apenas os dados referentes ao injetor principal funcionando com a tubulação de sucção em condição pressurizada. Essa alternativa, por ser mais simples e de melhor operacionalidade, foi a considerada no programa deste trabalho. Vale ressaltar, que embora a equação utilizada considere apenas uma forma de funcionamento do injetor, ela não trouxe problema para a eficiência do programa em si. Na prática, não houve situações onde o injetor principal funcionasse com a tubulação de sucção em condição de depressão, embora teoricamente, isso seja possível.

4.6. Validação do programa e do modelo matemático deduzido para definir o funcionamento e o manejo com sistema de instalação com injetor duplo

Para fazer a validação do programa e do modelo matemático desenvolvidos, o sistema de injeção foi colocado novamente em funcionamento considerando os dados das pressões de serviço, dos diferenciais de pressão, das pressões na tubulação a jusante do injetor secundário (ponto P3) e das vazões motrizes otimizados e fornecidos pelo programa de computador. De posse desses dados, eles foram substituídos nos índices e coeficientes mencionados no início deste trabalho para essa finalidade.

Embora os testes tenham sido feitos com todos os injetores, definiram-se como representativos dessa validação, os valores obtidos para as vazões succionadas com os injetores de 40 mm x 32 mm, 40 mm x 25 mm e 60 mm x 25 mm, em função de uma pressão na saída do sistema.

Os resultados desses testes estão apresentados nas Tabelas 11, 12 e 13, referentes a combinação de 40 mm x 25 mm, trabalhando nas pressões de serviço de 106,12 kPa (20 mca), 392,24 kPa (40mca) e 588,36 kPa (60 mca) respectivamente, representando as condições de baixa, de média e de alta pressões de serviço.

Os valores das porcentagens relativas dos erros, dos coeficientes de eficiência do modelo, dos coeficientes de predição e das médias absolutas das porcentagens dos desvios, foram obtidos utilizando as eq. 58, 54, 57 e 59, respectivamente, apresentadas no início deste trabalho.

Tabela 11. Dados fornecidos pelo programa, dados experimentais, porcentagem relativa dos erros das vazões succionadas e demais índices para a validação com o injetor duplo de 40 mm x 25 mm trabalhando na pressão de serviço de 196,12 kPa.

Pressão prevista pós-injetor (kPa)	Pressão obtida pós- injetor (kPa)	Vazão succionada prevista ($10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$)	Vazão succionada obtida ($10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$)	Porcentagem relativa dos erros
58,84	58,35	9,43	22,18	57,47
68,64	73,64	7,17	13,31	46,12
88,25	96,00	2,96	6,36	53,48
98,06	103,16	0,92	4,03	77,19
107,87	107,57	0,33	0,44	23,37
117,67	119,63	0,01	0,08	87,50
Média	-	-	-	57,52
*E	-	-	-	0,397
CP	-	-	-	0,603
MAPD	-	-	-	-57,520

* E - índice de eficiência do modelo, CP- coeficiente de predição e MAPD -média absoluta porcentagem dos desvios.

Tabela 12. Dados fornecidos pelo programa, dados experimentais e porcentagem relativa dos erros das vazões succionadas e demais índices para a validação com o injetor duplo de 40 mm x 25 mm trabalhando na pressão de serviço de 490,30 kPa.

Pressão prevista pós-injetor (kPa)	Pressão obtida pós- injetor (kPa)	Vazão succionada prevista ($10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$)	Vazão succionada obtida ($10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$)	Porcentagem relativa dos erros
68,64	68,35	31,02	30,48	-1,76
88,25	91,98	24,25	30,35	20,08
107,87	113,26	20,50	29,14	29,66
127,48	130,42	16,97	25,21	32,66
147,09	151,50	13,54	18,79	27,95
166,70	168,86	10,29	13,67	24,75
186,31	189,75	7,24	8,69	16,71
215,73	214,75	3,07	4,30	28,59
225,54	225,54	1,81	1,94	6,40
235,34	232,70	0,63	0,65	3,46
Média	-	-	-	18,850
*E	-	-	-	0,830
CP	-	-	-	0,167
MAPD	-	-	-	-18,850

Tabela 13. Dados fornecidos pelo programa, dados experimentais e porcentagem relativa dos erros das vazões succionadas e demais índices para a validação com o injetor duplo de 40 mm x 25 mm trabalhando na pressão de serviço de 588,36 kPa.

Pressão prevista pós-injetor (kPa)	Pressão obtida pós-injetor (kPa)	Vazão succionada prevista ($10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$)	Vazão succionada obtida ($10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$)	Porcentagem relativa dos erros
68,64	68,45	37,85	28,58	-32,44
88,25	89,23	34,39	28,54	20,49
107,87	111,00	31,01	28,62	-8,35
137,28	133,66	26,17	28,33	7,63
166,70	167,19	21,69	28,24	23,19
196,12	199,65	17,59	24,24	27,44
235,34	232,50	12,60	18,53	31,99
274,57	272,02	8,40	11,97	29,83
294,18	296,63	6,58	8,17	19,45
323,60	319,77	4,32	3,78	-14,10
333,40	335,66	3,70	1,59	-132,98
343,21	341,25	3,13	0,89	-249,44
353,02	348,11	0,001	0,07	85,00
Média	-	-	-	-17,943
*E	-	-	-	0,843
CP	-	-	-	0,157
MAPD	-	-	-	17,943

Analisando os valores médios das porcentagens relativas dos erros correspondentes a 57,52%, 1,85% e -17,94%, constata-se que os valores desse índices foram menores para as pressões de serviço mais elevadas. Isso assegura que houve melhor adequação do modelo matemático e do programa desenvolvidos para essas condições.

Os valores calculados pelo índice de eficiência do modelo (E) foram de 0,397, 0,830 e 0,843 correspondendo as condições de baixa, média e alta pressão, respectivamente. Valores desse índice, segundo Hjelmfelt Jr. (1994), representam melhor adequação do modelo, quanto mais próximos da unidade. O mesmo se observa em relação ao coeficiente de predição que apresentou na

mesma sequência, os valores de 0,603, 0,167 e 0,157, que de acordo com Madramootoo et al. (1995), valores próximos de zero, indicam boa predição.

Considerou-se no trabalho, as recomendações de Vasák & Epstein (1996) quando sugerem representar graficamente os dados observados juntamente com aqueles previstos como forma de facilitar o entendimento das variações desses dados. Embora os testes para a validação tenham sido feitos com todos os injetores, os valores apresentados nos gráficos correspondem aos dados obtidos com sistema constituído com os pares de injetor de 40 mm x 25 mm, 40 mm x 32 mm e de 60 mm x 25 mm, respectivamente. Os valores desses dados são para as vazões succionadas pelo sistema em relação a um ponto de pressão na saída do sistema (ponto P5) e são apresentados nas Figuras 25, 26 e 27, respectivamente.

Ao se analisar o porque da melhor adequação do modelo nas condições de média e alta pressão, acredita-se que isso se deva ao fato de que no sistema que utiliza injetor duplo funcionando nas pressões de serviço e diferenciais de pressão mais elevados, há maiores vazões motrizes e velocidades do fluido no sistema. Isso diretamente faz com que haja um aumento na taxa de depressão no injetor principal e pode ter contribuído para favorecer uma ação mais consistente desse injetor sobre o funcionamento do injetor secundário.

Analisando-se os dados do sistema como um todo, constata-se vazões succionadas e pressões a jusante do injetor secundário apresentadas na Tabela 7, mais regular, mesmo quando os diferenciais de pressão entre pontos na câmara de mistura e outro a jusante do sistema foram aumentados. Isso pode ser comprovado, ao analisar a média das pressões de serviço no ponto P3, a jusante do injetor secundário e dos desvios padrão dos dados do par de injetor de 40 mm x 25 mm, trabalhando na pressão de serviço de 394,24 kPa (40 mca) cujos valores foram de: 147,36 kPa e 66,23 kPa, respectivamente.

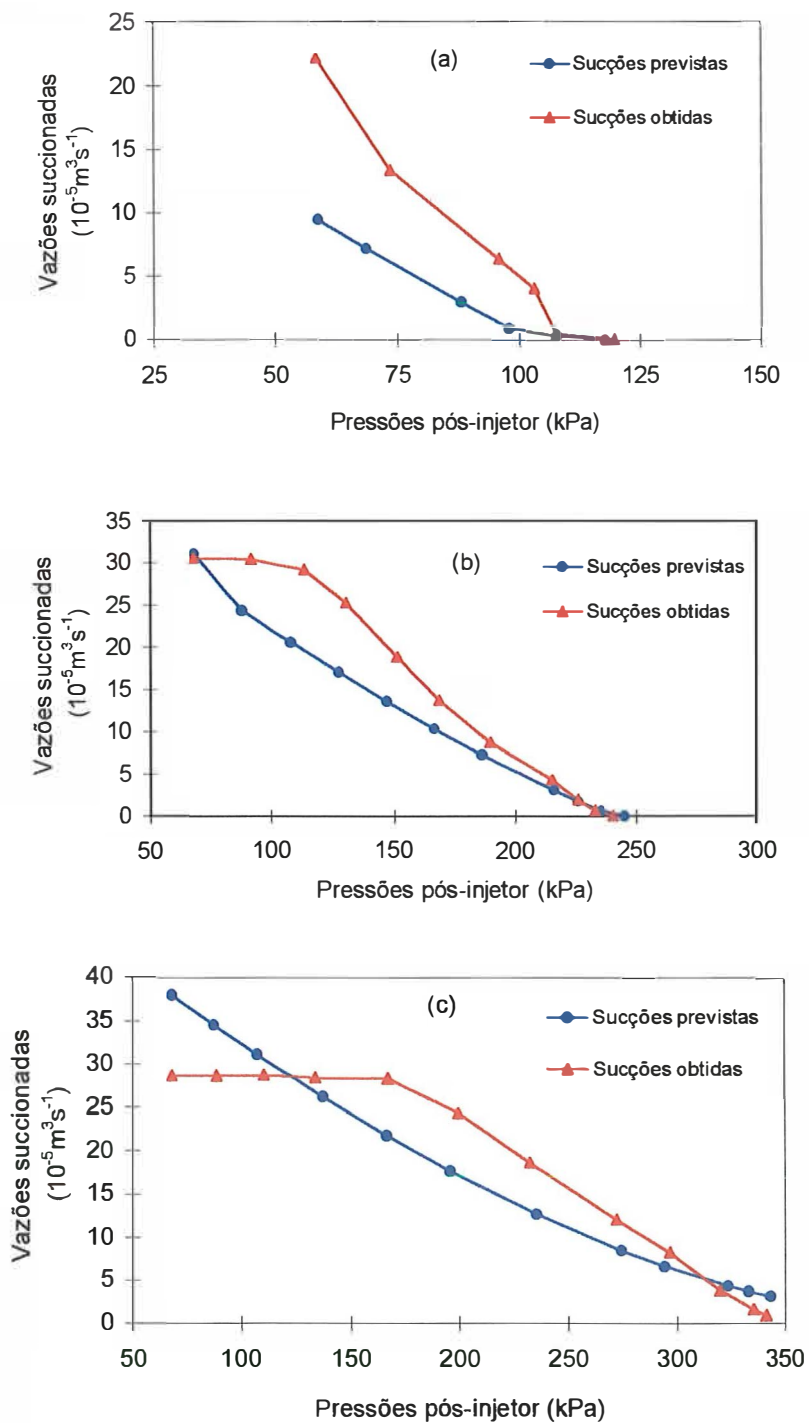


Figura 25. Dados fornecidos pelo programa e dados experimentais com o injetor duplo de 40 mm x 25 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa (a), 490,30 kPa (b) e 588,36 kPa (c).

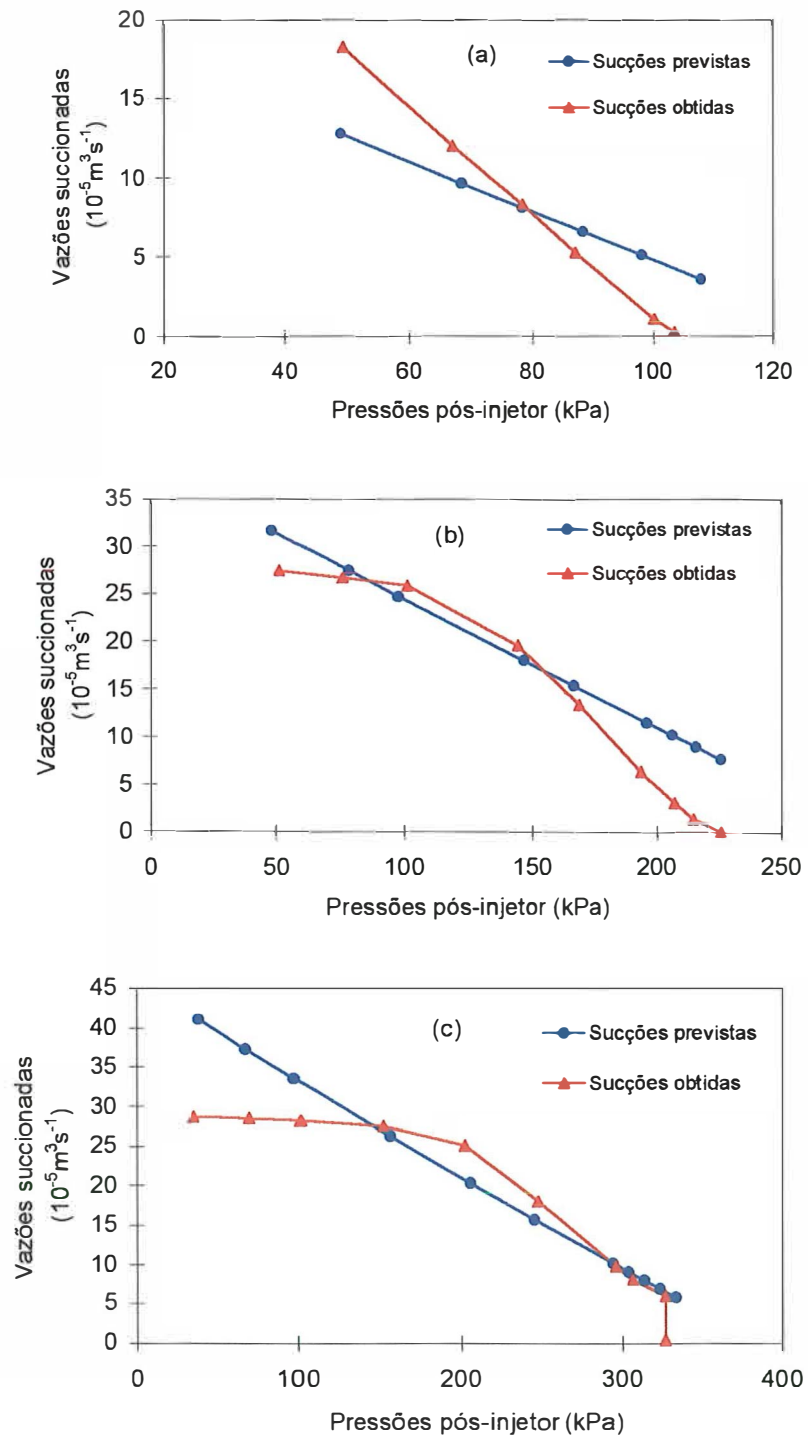


Figura 26. Dados fornecidos pelo programa e dados experimentais com o injetor duplo de 40 mm x 32 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa (a), 490,30 kPa (b) e 588,36 kPa (c).

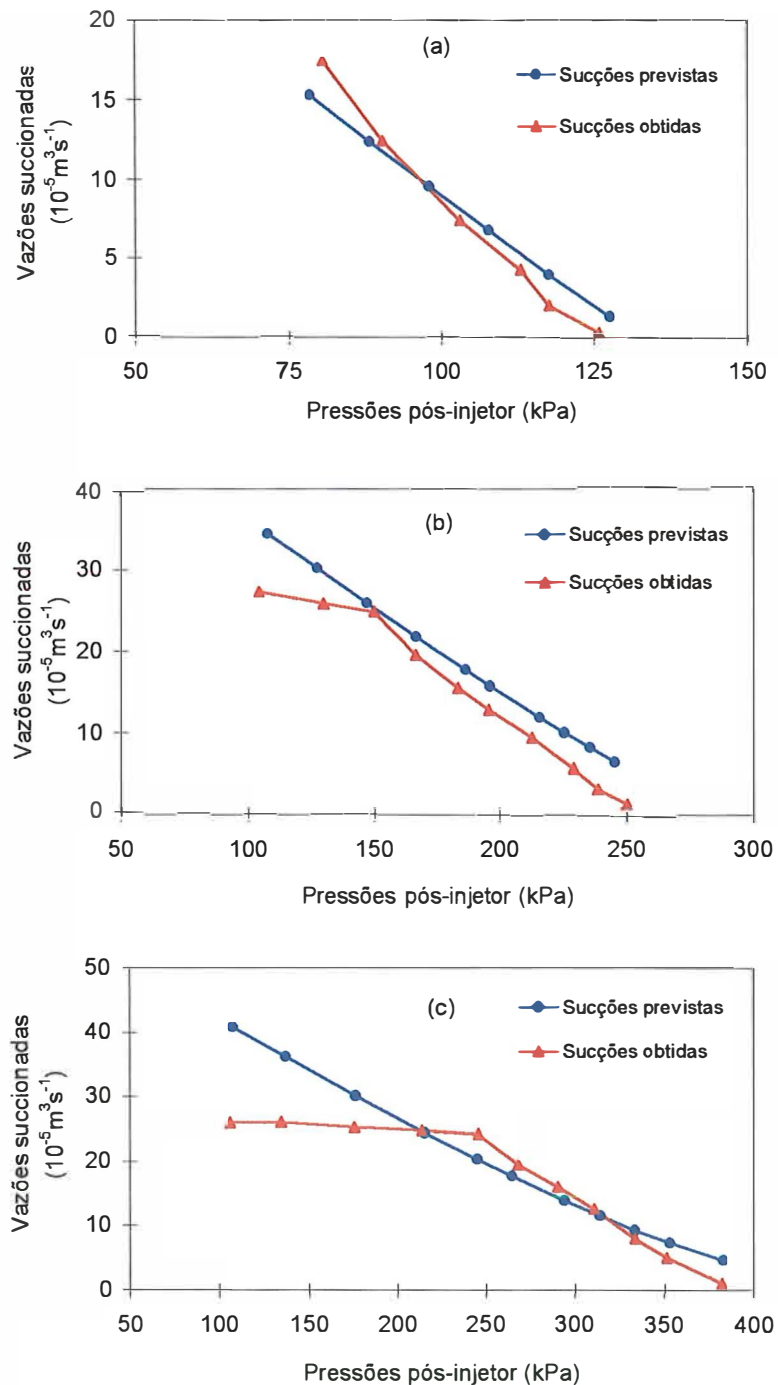


Figura 27. Dados fornecidos pelo programa e dados experimentais com o injetor duplo de 60 mm x 25 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa (a), 490,30 kPa (b) e 588,36 kPa (c).

Esses mesmos parâmetros já com os dados do injetor de 25 mm instalado diretamente na tubulação foram de 128,89 kPa e 71,06 kPa. Vê-se que nessa última forma de instalação, a média da pressão no ponto P3 foi menor que aquela do sistema com injetor duplo, porém, a média do desvio padrão superior ao valor apresentado no sistema o que mostra segundo Gomes (1985). que houve maior variabilidade nos dados em relação a média,

Considerando menor variabilidade dos dados no sistema com injetor duplo e que o modelo desenvolvido inclui a pressão no ponto P3 e a taxa de depressão; como o modelo não prevê alta variabilidade entre esses valores, é de se esperar que a condição de funcionamento do sistema, com maior regularidade desses parâmetros hidráulicos, apresentem os valores mais coerentes com aqueles previstos pelo modelo, como realmente aconteceu.

Considerando que nas pressões de serviço mais elevadas houve melhor adequação dos dados observados em relação aqueles fornecidos pelo modelo, pode-se estabelecer uma relação entre esse resultado com o aumento das vazões motrizes, taxas de depressão e regularidade na pressão na tubulação a jusante do injetor secundário que é ao mesmo tempo tubulação de sucção do principal. Vale ressaltar, que esses três parâmetros hidráulicos foram considerados e estão inclusos nas equações estabelecidas para definir o modelo que prever o funcionamento do sistema com injetor duplo.

Considerando a importância apresentada pelas equações de regressão representativas de cada parâmetro dos injetores individuais e do modelo com injetor duplo, constata-se que quanto menor a possibilidade de erros nos dados que são utilizados para obtê-las, melhor será o comportamento do modelo no programa de computador e o processo de otimização. Pequenas variações que houve entre os dados observados em relação aqueles previstos, certamente devem-se em parte à essas equações e não, em relação ao modelo ou programa desenvolvido em si.

5. CONCLUSÕES

Nas condições em que o experimento foi conduzido, as seguintes conclusões foram obtidas, válidas para os injetores estudados porém não se descarta a possibilidade de parte dessas informações poderem ser utilizadas com outros tipos injetores, desde que se façam os possíveis ajustes.

- nas condições de média e alta pressões e diferenciais de pressão, o modelo matemático desenvolvido representou adequadamente o sistema de instalação com injetor duplo, confirmando a hipótese estabelecida;

- a instalação que utiliza injetor duplo mostrou-se depender diretamente de mais de um diferencial de pressão, sendo que aquele entre um ponto a montante do sistema e outro na câmara de mistura apresentou maior influência ao sistema que o diferencial de pressão considerando um ponto na câmara de mistura e outra a sua jusante;

- os resultados comprovaram que sistema que utiliza injetor duplo permitiu ampliar o limite operacional dos injetores e seu uso em condições de média e altas pressões, embora as vazões succionadas e os rendimentos tenham sido menores que na instalação do injetor diretamente na tubulação;

- as dimensões do injetor contribuíram também no desempenho e na vazão succionada. Quanto menores foram as dimensões do injetor secundário em relação às do injetor principal, melhor foi o desempenho do sistema; e

- as equações representativas dos parâmetros hidráulicos de cada injetor permitiram definir um manejo adequado nas diferentes instalações.

6. RECOMENDAÇÕES FINAIS

Os resultados obtidos no trabalho, juntamente com aqueles do programa de computador, por serem constituídos de aspectos dinâmicos, necessitam de futuros ajustes e de aprimoramento a fim de deixá-los aptos a fornecerem novas funções. Pode-se acrescentar uma alternativa no programa para cálculo das dosagens dos produtos a serem aplicados na quimigação.

No estudo com o injetor, pode-se avaliar a influência das distâncias entre os bocais no seu desempenho e o aproveitamento da energia de posição do reservatório em relação ao injetor como uma possível alternativa para aumentar o rendimento de injetores tipo Venturi.

Para facilitar a escolha desses injetores definiu-se uma maneira prática que facilita esse trabalho. Deve-se descartar de imediato aqueles de mesmo diâmetro do injetor principal e também o de diâmetro nominal inferior mais próximo. Exemplificando: se o injetor definido como principal for de diâmetro de 60 mm deve-se descartar aqueles de 60 mm e 50 mm e utilizar aqueles com diâmetros nominais de 40 mm, 32 mm, 25 mm ou 20 mm.

Ao se trabalhar com injetor duplo há de se considerar que as vazões succionadas serão sempre menores comparadas àquelas da instalação do injetor diretamente na tubulação. Recomenda-se portanto, que se faça uma análise da relação custo/benefício de cada forma de instalação, para saber se é melhor trabalhar com vazões succionadas e com rendimentos menores, porém num limite operacional mais elevado, ou o contrário.

ANEXO

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALLEN, E. **Using centrifugal pumps**. London: Oxford University Press, 1960. 246p.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICS ENGINEERS. **Fluid meters: their theory and application**. ASME: New York, 1959. 203p.

BAUERLE, W.; SHORT, T.; MORA, E.; HOFFMAN, S.; NANTAIS, T. Computerized individual-nutrient fertilizer injector: The system. **HortScience**, v.23, n.5, p910, 1988.

BASTOS, F.A.B. **Problemas de mecânica dos fluidos**. Rio de Janeiro: Koogan, 1983. 482p.

BOON, A.G. Oxygen transfer in the activated sludge process. In: MATTOCK, G. (Ed). **New processes of waster water treatment and recovery**. London: Ellis Horwoord, 1978. cap.1, p.17-33.

BOTREL, T.A. Modelo matemático aplicável ao sistema injetor-bomba centrífuga a fim de aumentar a altura manométrica. Piracicaba, 1996. 57p. Tese (Livre-Docência) - Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz", Universidade de São Paulo.

BOTREL, T.A.; FRIZONNE, J.A.; MENDONÇA, F.C.; FEITOSA FILHO, J.C. Dimensionamento, avaliação e metodologia para construção de ejetores visando a escorva de bombas hidráulicas (compact disc). In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 26., Campina Grande, 1997.

- Semi-Árido um desafio à Engenharia Agrícola:** trabalhos. Campina Grande: SBEA/UFPB, 1997.
- BURT, C.; O'CONNOR, K.; RUEHR, T. **Fertigation.** San Luis Obispo: California Polytechnic State University, Irrigation Training and Research Center 1995. 295p.
- BUSCH, C.D.; KOON, J.L.; ALLISON, R. Aeration, water quality, and catfish production. **Transactions of the ASAE**, v.17, n.3, p.433-435, 1974.
- CARLIER, M. **Maquines hydrauliques.** Paris: Imprimerie Louis-Jean, 1968.
- CALINGAERT, P. **Princípios de computação.** Rio de Janeiro: Livro Técnico, 1969. 224p.
- CARVER Jr., C.E. Absorption of oxygen transfer in bubble aeration. In: McCABE, J.; ECKENFELDER, W.W. (Ed) **Biological treatment of sewage and industrial wastes.** New York: Chapman & Hall, 1956. v.1, cap. 2, p.149-171.
- CÉSPEDES, G.C. **Manual de hidráulica.** Buenos Aires: Publicacion del Centro Estudiantes de Ingenieria, 1941. 345p.
- CLARK, G.A.; SMAJSTRLA, A.G. Injecting chemicals into drip irrigation systems. **HortTechnology**, v.6, p.160-167, July/Sept. 1996.
- CORNELL, J.A.; BERGER.; R.D. Factors that influence the value of the coefficient of determination in simple linear and nonlinear regression models. **Phytopathology**, v.77, p.63-70, 1987.
- DELMÉE, J. **Manual de medição de vazão.** São Paulo: Edgard Brücher, 1983. 479p.
- DURU, J. O.; HJELMFELT, Jr., A.T. Investigating prediction capability of HEC1 and KINEROS kinematic wave runoff models. **Journal of Hydrology**, v.157, p.87-103, 1994.

- FEITOSA FILHO, J.C. Uniformidade de distribuição de fertilizantes via água de irrigação por microaspersão com uso dos injetores tipo Venturi e tanque de derivação. Viçosa, 1990. 77p. Dissertação (M.S.) - Universidade Federal de Viçosa.
- FEITOSA FILHO, J.C.; ARRUDA, N.T. Protótipo, dimensionamento e metodologia de construção de um injetor de produtos químicos "Tipo Venturi" metálico para uso na quimigação. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 23., Campinas, 1994. Jaboticabal: SBEA, 1994. p.1-21.
- FEITOSA FILHO, J.C.; BOTREL, T.A.; PINTO, J.M. Desempenho de injetores tipo Venturi acoplado a tubulação sob condição de descarga livre e pressurizada a jusante. In: CONGRESSO NACIONAL DE IRRIGAÇÃO E DRENAGEM, 9., Campinas, 1996. **Anais**. Campinas: ABID; UNICAMP; CATI, 1996. p.288-300.
- FEITOSA FILHO, J.C.; BOTREL, T.A.; PINTO, J.M. Alternativas para melhorar o desempenho e o limite operacional de injetores tipo Venturi. Murcia, 1997. **Actas de Horticultura**, v.19. n.1, p. 450-455. mayo 1997a./ Apresentado ao 1. Congreso Iberico de Fertirrigacion, 3. Congreso Nacional de Fertirrigacion, Murcia, 1997a/.
- FEITOSA FILHO, J.C.; BOTREL, T.A.; PINTO, J.M. Influência das formas de instalação no desempenho de injetores tipo Venturi utilizados na quimigação. Murcia, 1997. **Actas de Horticultura**, n.19.v.1. p. 443-449. mayo 1997/ Apresentado ao 1. Congreso Iberico de Fertirrigacion, 3. Congreso Nacional de Fertirrigacion, Murcia, 1997b/.
- FEITOSA FILHO, J.C.; BOTREL, T.A.; PINTO, J.M. Parâmetros hidráulicos que influem no desempenho de injetores tipo Venturi. Chillán, 1997. **Revista**

Agro-Ciencia, p.84, 1997c./ Apresentado ao 2º Congresso Chileno de Engenharia Agrícola, Chillán, 1997/.

FEITOSA FILHO, J.C.; BOTREL,T.A.; PINTO, J.M.; HEINEMANN, A.B. Influência da relação entre bocais de entrada e de saída no desempenho de injetores tipo Venturi dotados com câmara de mistura. In: CONGRESO ARGENTINO DE INGENIERIA RURAL, 4.; CONGRESO INTERNACIONAL DE INGENIERIA RURAL, 2., Neuquen, 1996. **Memorias**. Neuquen: Universidad Nacional del Comahue., 1996. p.365-371.

FEITOSA FILHO, J.C.; MEDEIROS, J.F ; BOTREL, T.A.; PINTO, J.M. Avaliação de um injetor tipo Venturi funcionando com a água como fluido motriz e o ar como fluido motriz succionado com descarga submersa. **Revista Irriga**, v.2, n.1, p.68-75,1997.

FERREIRA, J.O.P. Características hidráulicas de dois injetores de fertilizantes do tipo Venturi. Piracicaba, 1994. 76p. Dissertação (M.S.) - Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz", Universidade de São Paulo.

GOMES, F.P. **Curso de estatística experimental**. São Paulo: Nobel, 1985. 466p.

HILL, B.J. Two-dimensional analysis of flow in jet pumps. **Journal of the Hydraulics Division**, v.99, p.1009-1025, July 1973.

HIRSCHMANN R., J. **Bombas**: características y aplicación. Santiago: Ed. Universitária, 1958. 179p.

HOFFMANN, R.; VIEIRA, S. **Análise de regressão**: uma introdução a econometria. São Paulo: Hucitec, 1987. 379p.

JUMPETER, A. M. Jet pumps. In: KARASSIK, I. J.; KRUTZSCH, W.C.; FRASER, W.H.; MESSINA, J.P. (Ed.) **Pump handbook**. New York: McGraw-Hill Book, 1976. cap 4, p.4-24.

- KAUFMANN, W. **Fluid mechanics**. New York: McGraw-Hill, 1963. 432p.
- KITRELL, J.R.; MEZAKI, R.; WATSON, C.C. Estimation of parameters for nonlinear least squares analysis. **Industrial and Engineering Chemistry**, v.57, p.18-27, 1965.
- KUMBHANI, B.K.; KUMBHANI, N.K. **Steam jet ejector performance**, <http://w.w.w.exicom.org/cew/dec96/bharat.htm> (24 June 1998).
- LI, A.; SCHMIDT, T.K. Parallel staged jet pump for fertilizer injection. In: INTERNATIONAL DRIP/TRICKLE IRRIGATION CONGRESS, 3., Fresno, 1985. Fresno: ASAE, 1985. v.2, p.615-621.
- LOPEZ, T. M. Cabezal de riego. In: LÓPEZ, C.C. (Coord.) **Fertirrigacion: cultivos horticolas y ornamentales**. Madrid: Mundi Prensa, 1998. cap 6, p.247-263.
- MACINTYRE, A.J. **Bombas e instalações de bombeamento**. Rio de Janeiro: Guanabara, 1987. 782p.
- MADRAMOOTOO, C.A.; KENNETH, A.W.W.; ENRIGHT, P. Simulating tile drainage and nitrate leaching under a potato crop. **Water Resources Bulletin**, v.31, n.3, p.463-473, 1995.
- MATTOS, E.E. de.; FALCO, R. de. **Bombas industriais**. Rio de Janeiro: Mc. Klausen, 1992. 474p.
- MAZZEI INJECTOR CORPORATION. **Product catalog**. Bakersfield, CA: Mazzei Injector Corporation, 1990. 21p.
- MAZZEI INJECTOR CORPORATION. **Installation of Mazzei injectors in a bypass assembly**, <http://w.w.w.mazzei-injetor.com/bypass.htm> (15 June 1998).

- MONTAG, U.J.; SHNEK, M. **Principles of fertigation and their potential for global application**, <http://w.w.w.fertilizer.org/PUBLISH/PUBENV/fetig.htm> (16 June 1998).
- MOTT, R.L. **Applied fluid mechanics**. New Jersey: Prentice Hall, 1994. 583p.
- MUELLER, N.H.G. Water jet pump. **Journal of the Hydraulics Division**, v.90, p.83-113, 1964.
- NASH, J. E.; SUTCRIFFE, J.V. River flow forecasting through conceptual model. I. **Journal of Hydrology**. v.10, p.282-290, 1970.
- NATHAN, R. **La fertilización combinada con el riego: fertiriego**. Jerusalem: Ministerio de Agricultura de Israel, Servicio de Extensión, 1994. 55p.
- NAYLOR, T.H.; BALINTFY, J.L.; BURDICK, D. S.; CHU, K. **Técnicas de simulação em computadores**. São Paulo: Vozes, 1966. 401p.
- NEVES, E.T. **Curso de hidráulica**. Porto Alegre: Globo, 1982. 577p.
- OLIVEIRA, E.F. Testes com tubos de Venturi e injetores para melhorar a escorva de bombas no sistema de tratamento de água da ESALQ-USP. Jaboticabal, 1989. 37p. Monografia (Graduação) - Faculdade de Ciências Agrárias e Veterinárias, Campus de Jaboticabal, Universidade Estadual Paulista.
- OLIVEIRA, E.F. Análise do desempenho de hidro-ejetores funcionando como bomba de vácuo. Piracicaba, 1993. 63p. Dissertação (M.S.) - Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz", Universidade de São Paulo.
- PETERS, H. Bombas injetoras. In: ZAMBEL, A.R. (Coord.). **Manual de aparelhos de bombeamento de água**. São Carlos: USP, EESC, 1969. p.157-189.
- PIZARRO, F. Riegos localizados de alta frecuencia. Madrid: Mundi Prensa. 1987. 461p.

- SALEH, A.R.; BENGTON, R.L.; FOUSS, J.L. Performance of the DRAINMOD-CREAMS model with an incorporated nutrient submodel. **Transactions of the ASAE**, v.37, n.4, p.1109 -1114, 1994.
- SHANI, M. **La fertilizacion combinada com el riego**. Tel-Aviv: Ministério de Agricultura de Israel, Servicio de Extensión, 1983. 36p.
- SHIMIZU, T. **Simulação em computador digital**. São Paulo: Edgard Blücher, 1975. 109p.
- SILVESTRE, P. **Hidráulica geral**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1979. 310p.
- SILVESTER, R.; MUELLER, N.H.G. Design data for the liquid-liquid jet pump. **Journal of Hydraulic Research**, v.6, n.2, p.129-162, 1968.
- TALENS, J.A.M. **Riego localizado y fertirrigacion**. Madrid: Mundi Prensa, 1994. 363p.
- TROSKOLANSKI, A.T. **Les turbopompes: théorie, tracé et construction**. Paris: Eyrolles, 1977. 410p.
- VAZÁC, F.; EPSTEIN, N. Regression analysis of a chemical reaction fouling model. **The Canadian Journal of Chemical Engineering**, v.74, p.173-175, 1996.
- VENNARD, J.K. Nature of Cavitation. **Transactions of the American Society of Civil Engineers**, v.112, p.2-15, 1947. Apresentado ao Cavitation in Hydraulic Structures: A Symposium Nature of Cavitation, 1947/.
- VIVANCOS, A. D. **Fertirrigacion**. Madrid: Mundi Prensa, 1996. 233p.
- ZÁRATE ROJAS, R.N. Desenvolvimento e avaliação de dois injetores de fertilizantes tipo Venturi. Piracicaba, 1995. 67p. Dissertação (Mestrado) - Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz", Universidade de São Paulo.

APÊNDICES

Apêndice 1. Equações das vazões succionadas em função dos diferenciais de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura, entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante dos injetores de 60 mm, 50 mm, 40 mm e 32 mm trabalhando com a tubulação de sucção em condições de depressão ou pressurizada nas pressões de serviço variando de 15 mca até 70 mca considerando as pressões de serviço e os diferenciais de pressão em coluna de água.

Modelos	R²
*Qsuc60 = - 32,577405 Dif ₁ + 0,347763 Dif ₁ ² + 215,814581 Dif ₂ - 4,705146 Dif ₂ ²	0,7503
**Qsuc60 = 533,236759 Dif ₁ - 5,856848 Dif ₁ ² - 1025,418862 Dif ₂ + 23,242372 Dif ₂ ²	0,9324
Qsuc50 = 116,222054 Dif ₁ - 1,090209 Dif ₁ ² - 178,690112 Dif ₂ + 3,562946 Dif ₂ ²	0,6986
Qsuc40 = 217,609705 Dif ₁ - 1,745461 Dif ₁ ² - 570,32567 Dif ₂ + 13,543539 Dif ₂ ²	0,9044
Qsuc32 = 208,196102 Dif ₁ - 3,165278 Dif ₁ ² - 363,360704 Dif ₂ + 12,592787 Dif ₂ ²	0,7840

* Qsuc: Vazões em (m³ s⁻¹). Dif₁: diferenciais de pressão entre um ponto a montante do injetor e um ponto na câmara de mistura; Dif₂: diferenciais de pressão entre um ponto na câmara de mistura e um ponto pós-injetor.

** Dados considerando a tubulação de sucção do injetor principal em condições apenas pressurizada.

Apêndice 2. Equações das vazões succionadas em função dos diferenciais de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura, entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante dos injetores de 40 mm, 32 mm, 25 mm e 20 mm trabalhando com a tubulação de sucção em condições de depressão nas pressões de serviço variando de 15 mca até 70 mca considerando as pressões de serviço e os diferenciais de pressão em coluna de água.

.Modelos*	R
Qsuc40 = 228,898623 Dif ₁ - 1,224828 Dif ₁ ² - 520,339633 Dif ₂ + 6,187535 Dif ₂ ²	0,9575
Qsuc32 = 60,394784 Dif ₁ - 0,429787 Dif ₁ ² - 51,041957 Dif ₂ + 0,210373 Dif ₂ ²	0,9252
Qsuc25 = 55,33693 Dif ₁ - 0,376127 Dif ₁ ² - 81,411803 Dif ₂ + 0,857409 Dif ₂ ²	0,9409
Qsuc20 = 23,92225 Dif ₁ - 0,195416 Dif ₁ ² - 23,357413 Dif ₂ + 0,19509 Dif ₂ ²	0,8892

Apêndice 3. Pressão de serviço (P_1), depressão (P_2), pressão pós-injetor (P_3), vazão motriz (Q_{motriz}), vazão succionada ($Q_{succão}$) e vazão total (Q_{total}) com injetor de 40 mm.

P1 (mca)	P1 (kPa)	P2 (kPa)	P3 (kPa)	Qmotriz ($10^{-5}m^3s^{-1}$)	Qsuccão ($10^{-5}m^3s^{-1}$)	Qtotal ($10^{-5}m^3s^{-1}$)
15,00	147,09	139,25	20,10	215,00	54,28	269,28
15,00	147,09	139,44	20,79	208,00	46,06	254,06
15,00	147,09	139,74	20,30	209,50	32,35	241,85
15,00	147,09	139,25	20,30	212,50	30,59	243,09
15,00	147,09	139,74	28,34	207,25	22,56	229,81
15,00	147,09	139,34	22,26	211,00	14,31	225,31
15,00	147,09	139,44	31,38	208,00	11,56	219,56
15,00	147,09	139,74	32,56	208,33	1,27	209,60
15,00	147,09	139,64	35,11	208,00	0,05	208,05
20,00	196,12	186,31	21,08	249,50	54,60	304,10
20,00	196,12	186,31	28,54	246,00	51,40	297,40
20,00	196,12	186,71	29,81	247,00	42,63	289,63
20,00	196,12	186,71	37,26	245,00	31,71	276,71
20,00	196,12	188,37	41,28	245,00	18,87	263,87
20,00	196,12	186,31	46,19	244,50	13,68	258,18
20,00	196,12	186,41	55,89	242,00	7,61	249,61
20,00	196,12	186,41	56,38	244,25	0,27	244,52
25,00	245,15	233,09	26,87	275,00	61,33	336,33
25,00	245,15	232,89	43,34	267,25	53,32	320,57
25,00	245,15	233,09	47,56	269,00	46,20	315,20
25,00	245,15	232,60	49,03	269,00	39,81	308,81
25,00	245,15	232,89	66,88	265,25	21,56	286,81
25,00	245,15	233,38	58,84	267,50	21,10	288,60
25,00	245,15	232,60	81,59	266,00	5,84	271,84
25,00	245,15	233,28	82,27	266,25	2,30	268,55
25,00	245,15	233,09	88,74	263,00	0,79	263,79
30,00	294,18	279,96	36,38	296,25	65,62	361,87
30,00	294,18	280,94	55,11	291,25	59,10	350,35

Continua...

...continuação do Apêndice 3.

P1 (mca)	P1 (kPa)	P2 (kPa)	P3 (kPa)	Qmotriz (10⁻⁵m³s⁻¹)	Qsucção (10⁻⁵m³s⁻¹)	Qtotal (10⁻⁵m³s⁻¹)
30,00	294,18	280,65	68,64	287,75	44,69	332,44
30,00	294,18	280,55	77,27	285,50	26,78	312,28
30,00	294,18	281,14	76,39	288,00	22,66	310,66
30,00	294,18	280,94	77,37	288,00	18,11	306,11
30,00	294,18	281,63	84,33	288,00	12,53	300,53
30,00	294,18	280,84	93,65	287,00	4,60	291,60
30,00	294,18	281,63	102,96	283,75	3,33	287,08
35,00	343,21	326,15	59,33	317,00	64,45	381,45
35,00	343,21	326,54	62,95	314,75	57,93	372,68
35,00	343,21	327,62	91,10	308,75	44,06	352,81
35,00	343,21	327,03	79,92	311,00	37,07	348,07
35,00	343,21	327,62	101,00	308,00	33,54	341,54
35,00	343,21	326,93	89,23	310,00	20,23	330,23
35,00	343,21	326,54	84,72	310,00	14,10	324,10
35,00	343,21	327,52	97,28	310,00	7,29	317,29
35,00	343,21	328,01	111,79	308,00	0,23	308,23
40,00	392,24	374,69	76,58	336,25	63,70	399,95
40,00	392,24	374,30	83,35	334,75	59,57	394,32
40,00	392,24	374,98	104,14	332,50	48,41	380,91
40,00	392,24	374,59	116,69	331,00	32,57	363,57
40,00	392,24	374,69	125,71	330,00	18,30	348,30
40,00	392,24	374,59	128,16	330,50	13,24	343,74
40,00	392,24	374,98	127,67	332,00	11,08	343,08
40,00	392,24	374,69	143,85	329,75	4,06	333,81
40,00	392,24	374,79	144,74	330,25	1,15	331,40
45,00	441,27	420,38	79,62	353,00	62,68	415,68
45,00	441,27	419,30	88,35	352,75	61,77	414,52
45,00	441,27	421,36	103,55	352,00	55,65	407,65
45,00	441,27	422,15	129,05	349,00	30,60	379,60
45,00	441,27	422,15	131,40	349,00	23,02	372,02

Continua...

...continuação do Apêndice 3.

P1 (mca)	P1 (kPa)	P2 (kPa)	P3 (kPa)	Qmotriz (10⁻⁵m³s⁻¹)	Qsucção (10⁻⁵m³s⁻¹)	Qtotal (10⁻⁵m³s⁻¹)
45,00	441,27	422,15	131,40	349,00	23,02	372,02
45,00	441,27	422,15	130,91	349,50	14,24	363,74
45,00	441,27	422,83	147,58	348,25	7,51	355,76
45,00	441,27	423,62	147,58	350,00	1,70	351,70
50,00	490,30	453,23	106,00	368,83	59,53	428,36
50,00	490,30	460,29	126,40	368,50	42,27	410,77
50,00	490,30	458,43	132,09	368,00	35,63	403,63
50,00	490,30	461,37	146,40	367,80	26,06	393,86
50,00	490,30	447,55	145,72	367,40	18,81	386,21
50,00	490,30	446,27	159,54	366,00	8,82	374,82
50,00	490,30	447,64	166,90	366,25	3,78	370,03
50,00	490,30	447,35	172,19	366,50	0,07	366,57
60,00	588,36	569,24	111,79	403,00	64,78	467,78
60,00	588,36	558,45	120,32	401,00	61,97	462,97
60,00	588,36	562,86	146,21	399,75	47,84	447,59
60,00	588,36	556,49	160,52	398,00	20,23	418,23
60,00	588,36	557,18	174,15	398,80	12,58	411,38
60,00	588,36	561,39	183,08	399,50	7,16	406,66
60,00	588,36	565,02	183,27	401,00	4,01	405,01
60,00	588,36	557,67	193,67	398,75	3,22	401,97
70,00	686,42	656,61	132,09	430,25	63,60	493,85
70,00	686,42	656,02	150,42	430,67	59,70	490,37
70,00	686,42	659,94	160,23	430,00	52,89	482,89
70,00	686,42	660,63	176,12	430,00	41,34	471,34
70,00	686,42	655,83	184,06	429,75	33,06	462,81
70,00	686,42	656,61	196,32	430,00	22,18	452,18
70,00	686,42	664,85	222,30	430,00	5,84	435,84
70,00	686,42	657,00	221,62	430,00	1,58	431,58

Apêndice 4. Diferencial de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro a sua jusante ($Dif_{(1-3)}$), entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura ($Dif_{(1-2)}$), entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor ($Dif_{(2-3)}$), perda de carga (hf), rendimento (Rend.) e percentagem das perdas de carga em relação à pressão de serviço ($\%hf$) no injetor de 40 mm.

P1 (kPa)	Dif₍₁₋₃₎ (kPa)	Dif₍₁₋₂₎ (kPa)	Dif₍₂₋₃₎ (kPa)	hf (kPa)	Rend. (%)	%hf (%)
147,09	119,14	170,43	51,29	95,72	36,11	65,08
147,09	118,65	167,39	48,74	97,05	31,24	65,98
147,09	119,44	167,78	48,34	103,45	21,69	70,33
147,09	118,95	167,68	48,74	103,99	20,30	70,70
147,09	111,40	167,19	55,80	99,63	16,34	67,73
147,09	117,08	167,88	50,80	109,56	9,72	74,48
147,09	108,06	166,11	58,05	101,74	8,54	69,17
147,09	107,18	167,98	60,80	106,46	0,95	72,38
147,09	104,53	166,02	61,48	104,50	0,04	71,05
196,12	165,23	218,97	53,74	135,66	29,00	69,17
196,12	156,90	217,10	60,21	132,29	23,88	67,45
196,12	149,44	216,42	66,97	130,23	18,74	66,40
196,12	147,09	218,09	71,00	135,00	11,42	68,84
196,12	140,13	217,01	76,88	131,34	8,67	66,97
196,12	130,52	212,99	82,47	125,35	5,13	63,91
196,12	130,03	215,63	85,61	129,84	0,19	66,20
245,15	206,22	271,63	65,41	168,30	29,38	68,65
245,15	189,55	263,49	73,94	153,79	27,73	62,73
245,15	185,53	263,39	77,86	153,92	24,38	62,78
245,15	183,57	263,29	79,72	155,88	21,23	63,59
245,15	166,02	262,21	96,20	149,80	12,84	61,10
245,15	174,55	264,57	90,02	158,86	11,95	64,80
245,15	151,01	262,02	111,00	146,39	3,81	59,71
245,15	151,01	260,35	109,34	149,15	1,49	60,84
245,15	144,34	257,51	113,16	143,69	0,53	58,61

Continua...

...continuação do apêndice 4.

P1	Dif₍₁₋₃₎	Dif₍₁₋₂₎	Dif₍₂₋₃₎	hf	Rend.	%hf
(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(%)	(%)
294,18	243,58	322,03	78,45	197,62	29,28	67,18
294,18	225,83	316,34	90,51	181,86	28,42	61,82
294,18	212,01	311,24	99,24	176,41	22,80	59,97
294,18	203,28	309,67	106,40	180,50	14,29	61,36
294,18	204,75	310,26	105,51	185,32	11,92	63,00
294,18	203,57	310,36	106,79	187,85	9,59	63,85
294,18	197,30	311,05	113,75	186,20	6,86	63,29
294,18	187,20	309,77	122,58	183,01	2,65	62,21
294,18	178,67	303,89	125,22	175,50	2,00	59,66
343,21	266,82	371,84	105,02	216,41	28,33	63,06
343,21	263,59	362,33	98,75	215,64	25,30	62,83
343,21	236,52	356,84	120,32	197,14	21,53	57,44
343,21	226,62	354,98	128,36	195,49	17,06	56,96
343,21	237,70	357,13	119,44	218,51	9,80	63,67
343,21	241,82	356,94	115,12	228,22	6,71	66,50
343,21	230,24	358,51	128,26	223,06	3,66	64,99
343,21	216,22	355,66	139,44	215,99	0,12	62,93
392,24	298,10	416,56	118,46	241,89	26,47	61,67
392,24	290,94	411,75	120,81	237,04	25,19	60,43
392,24	270,84	403,81	132,97	224,35	21,71	57,20
392,24	257,90	401,95	144,05	225,07	15,33	57,38
392,24	248,97	402,63	153,66	229,77	8,97	58,58
392,24	246,42	401,95	155,52	232,34	6,53	59,23
392,24	247,31	405,48	158,17	235,58	5,47	60,06
392,24	230,83	403,03	172,19	226,40	2,15	57,72
392,24	230,05	401,07	171,02	228,78	0,61	58,33
441,27	340,76	460,59	119,83	280,08	24,00	63,47
441,27	317,81	453,33	135,52	261,64	22,55	59,29
441,27	293,10	448,92	155,82	259,52	13,43	58,81
441,27	290,75	449,41	158,66	265,01	10,20	60,06

Continua...

...continuação do apêndice 4.

P1	Dif₍₁₋₃₎	Dif₍₁₋₂₎	Dif₍₂₋₃₎	hf	Rend.	%hf
(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(%)	(%)
441,27	291,24	451,57	160,33	275,05	6,32	62,33
441,27	275,25	449,31	174,06	266,46	3,52	60,38
441,27	276,04	452,25	176,21	274,03	0,80	62,10
490,30	347,23	482,75	135,52	284,98	22,44	58,12
490,30	326,34	487,36	161,01	286,33	14,46	58,40
490,30	314,97	489,03	174,06	284,73	11,00	58,07
490,30	301,83	475,49	173,66	280,27	8,06	57,16
490,30	286,73	473,53	186,80	276,34	3,98	56,36
490,30	280,75	473,83	193,08	276,22	1,74	56,34
490,30	275,16	473,43	198,28	275,08	0,03	56,10
588,36	457,45	604,05	146,60	379,43	21,23	64,49
588,36	438,13	594,64	156,50	364,39	20,98	61,93
588,36	416,66	591,69	175,04	356,56	16,99	60,60
588,36	413,13	597,28	184,16	366,90	12,85	62,36
588,36	395,97	587,18	191,22	369,23	7,54	62,76
588,36	383,02	586,20	203,18	366,05	4,83	62,22
588,36	378,32	589,34	211,03	368,46	2,79	62,62
588,36	381,75	595,71	213,97	376,20	1,56	63,94
588,36	364,00	585,03	221,03	359,54	1,30	61,11
686,42	524,52	693,87	169,35	440,51	19,56	64,18
686,42	505,60	687,79	182,20	425,58	18,86	62,00
686,42	499,71	690,93	191,22	427,24	17,01	62,24
686,42	484,51	688,09	203,57	426,13	13,65	62,08
686,42	460,29	686,13	225,83	427,98	7,69	62,35
686,42	448,13	687,01	238,87	431,04	4,06	62,80
686,42	442,54	691,42	248,88	433,57	2,12	63,16
686,42	435,39	686,42	251,03	432,98	0,58	63,08