

**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

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

JOSÉ CRISPINIANO FEITOSA FILHO

Prof. Dr. TARLEI ARRIEL BOTREL

Orientador

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

À memória *de* meu pai, **Jose**

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 de 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 da 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 <i>de</i> 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 <i>de</i> computador desenvolvida...	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 <i>de</i> 40 mm instalado diretamente na tubulação de abastecimento operando com a tubulação de sucção em condições de depressão.....	92

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 sucçionadas 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. CONCLUSOES.....	146
6. RECOMENDAÇÕES FINAIS.....	147
ANEXO.....	148
Programa VENTUMET	149
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	150
APÊNDICES.....	157
Apêndice 1. Equações das vazões sucçionadas 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 da injetor (Dif_{2-3}), perdas de carga (h_f), rendimentos (Rend.) e porcentagem das perdas de carga em relação à pressão de serviço ($\%h_f$) 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 construido e utilizada 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 laboratbrio.....	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 modele 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 bucais	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

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 sucção ($Q_{sucção}$) 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 percentagem 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 sucção ($Q_{sucção}$) 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 percentagem das perdas de carga em relação à pressão de serviço ($\%hf$) com o injetor de 40 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,122 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 sucção ($Q_{sucção}$) 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 ($Q_{mot. B}$)	

	vazão succionada ($Q_{\text{succão}}$) e vazão total (Q_{total}) com o injetor dupla 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 (hf), rendimento e porcentagem das perda de carga em relação à 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.....	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 injetar 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} ;
- E - 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 injetar, %;
- θ - volume do fluido motriz, m^3 ;
- A_h - diferencial de **pressão** entre pontos no injetor tipo Venturi, Pa;
- A_t - **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 - área do bocal convergente, m^2 ;
- A_{bd} - 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*;
- db_d - diâmetro do bocal divergente, m^2 ;
- $Dif_{(1-4)}$ - diferencial de pressão entre os pontos (P_{t1} e P_{t4}) no sistema com injetor duplo, Pa;
- $Dif_{(1-2)}$ - diferencial de **pressão** entre os pontos (P_{t1} e P_{t2}), Pa;
- $Dif_{(1-3)}$ - diferencial de **pressão** entre os pontos (P_{t1} e P_{t3}), Pa;
- $Dif_{(2-3)}$ - diferencial de pressão entre os pontos (P_{t2} e P_{t3}), Pa;
- $Dif_{(2-4)}$ - diferencial de **pressão** entre pontos (P_{t2} e P_{t4}), 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 per unidade **de** peso na câmara de mistura, mca;
- H_3 - energia **de pressão** por unidade de peso na **tubulação** pós-injetor, mca;
- h_f - **perdas de** carga localizada, Pa;
- hf - **perdas de** energia, joule;
- m** - massa do liquido, 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;
- P_e - pressão **de serviço** na entrada do injetor, Pa;
- Perros - porcentagem relativa **dos** erros, %;
- P_s - **pressão** na saída **do** injetor, Pa;
- P_{t_1} - pressão no ponto instalado a montante **no** sistema, Pa;
- P_{t_2} - depressão na tubulação **de** sucção do injetor secundário no sistema com injetor duplo, Pa;
- P_{t_3} - pressão no ponto instalado a jusante **do** injetor secundário no sistema com injetor duplo, Pa;
- P_{t_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 **Ruido** na tubulação **de** sucção, $m\ s^{-1}$;

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

Val.média - média dos valores obtidos experimentalmente;

Vcalc - valores calculados ou previstos no modelo; e

Vobt - valores obtidos experimentalmente.

OTIMIZAÇÃO HIDRÁULICA E MANEJO DE INETORES TIPO VENTURE 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 **nas** 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 Enjetor 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 suctions 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 (**topes 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 **dai**, 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 a 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 **Pinha** principal do sistema **de** irrigação (Shani, 1983).

A forma **de** instalação **de** 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 matriz, **de** 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 da** 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 experimenta es, com movimento de fluidos em tubula es 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.

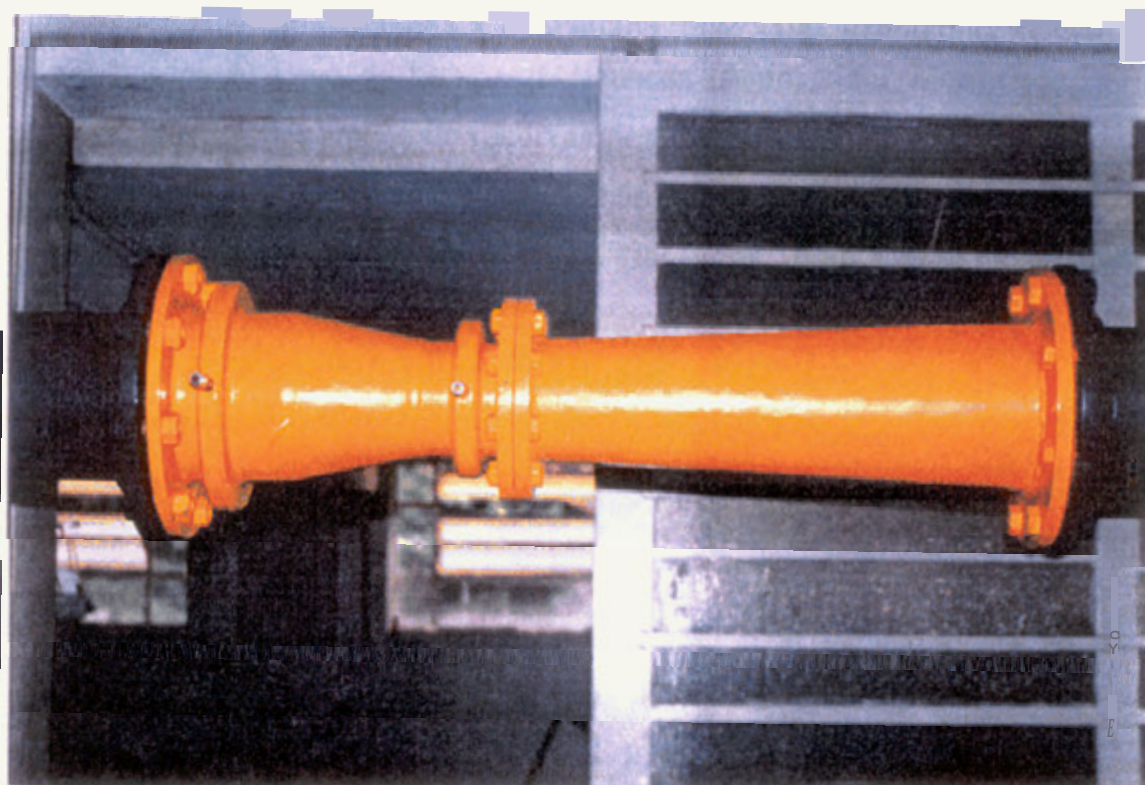


figura 1 Fotografia com detalhes do medidor de vazão tipo Venturi.

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 *varão*, 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 **aqüicultura** (Busch et al., 1974); nas bombas a jato “*JetPump*”, 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).

Macintyre (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 influencia 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 a 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 coma o termo tecnicamente **mais** correto.

O injetor tipo Venturi utilizado na quimigação é um dispositivo encontrado no mercado com diferentes formatos e dimensões, geralmente fabricadas 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 conectado. 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.

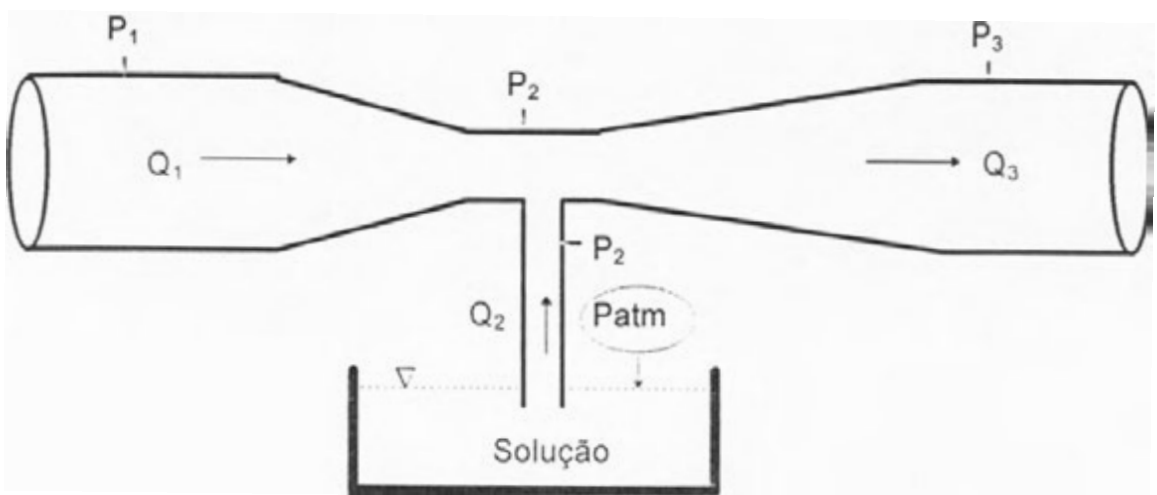


Figura 2. Esquema do injetor tipo Venturi simples.

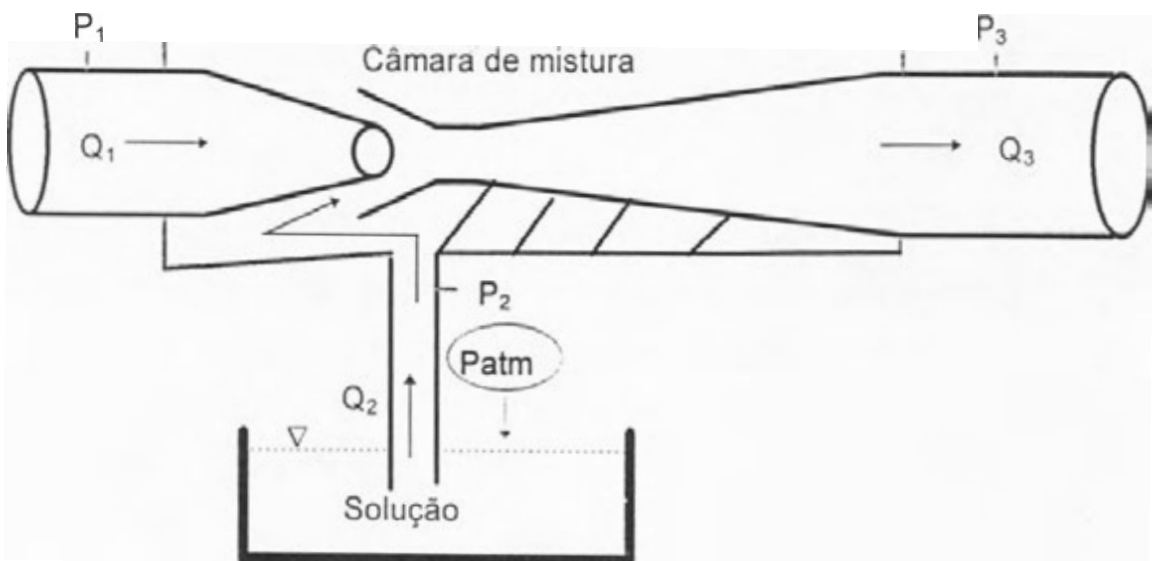


Figura 3. Esquema da injetar tipo Venturi com câmara de mistura.

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 **da** 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.

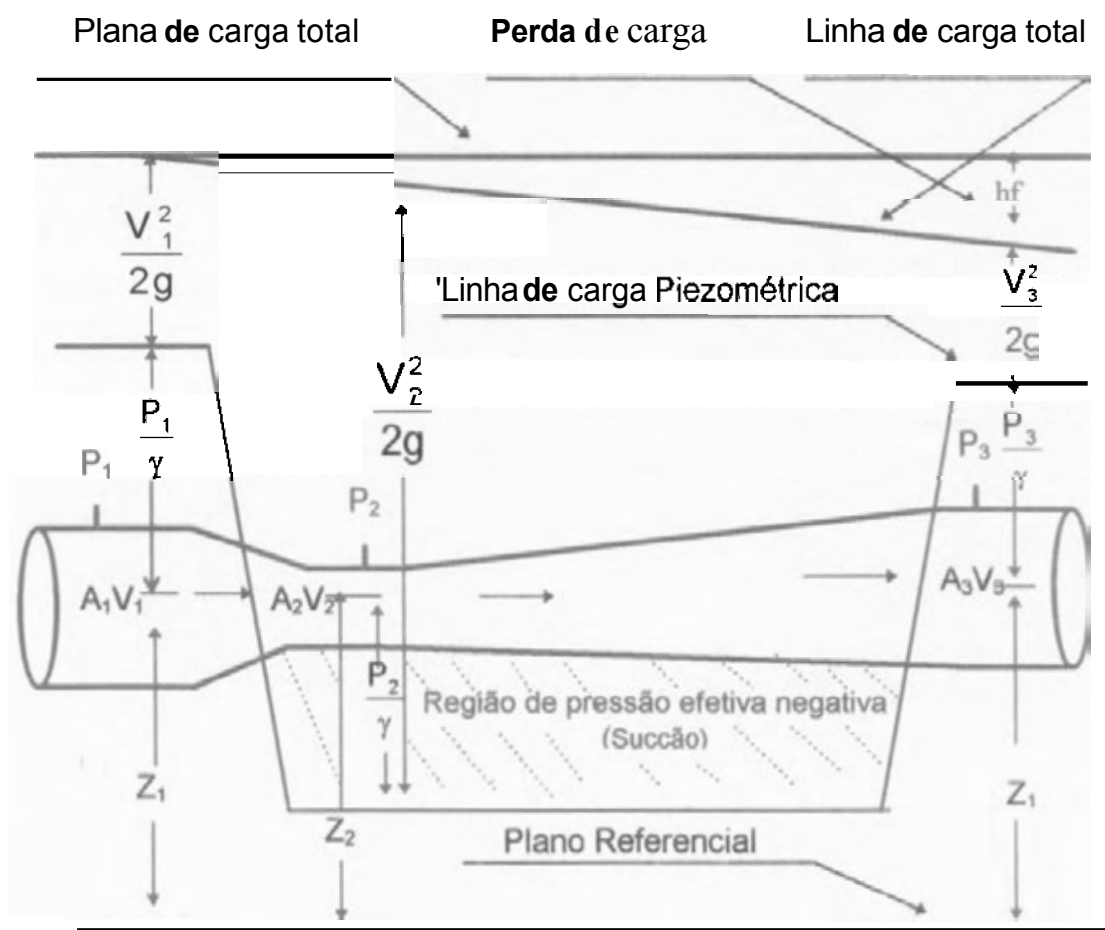


Figura 4. Esquema do princípio de funcionamento do injetor tipo Venturi

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:

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

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.

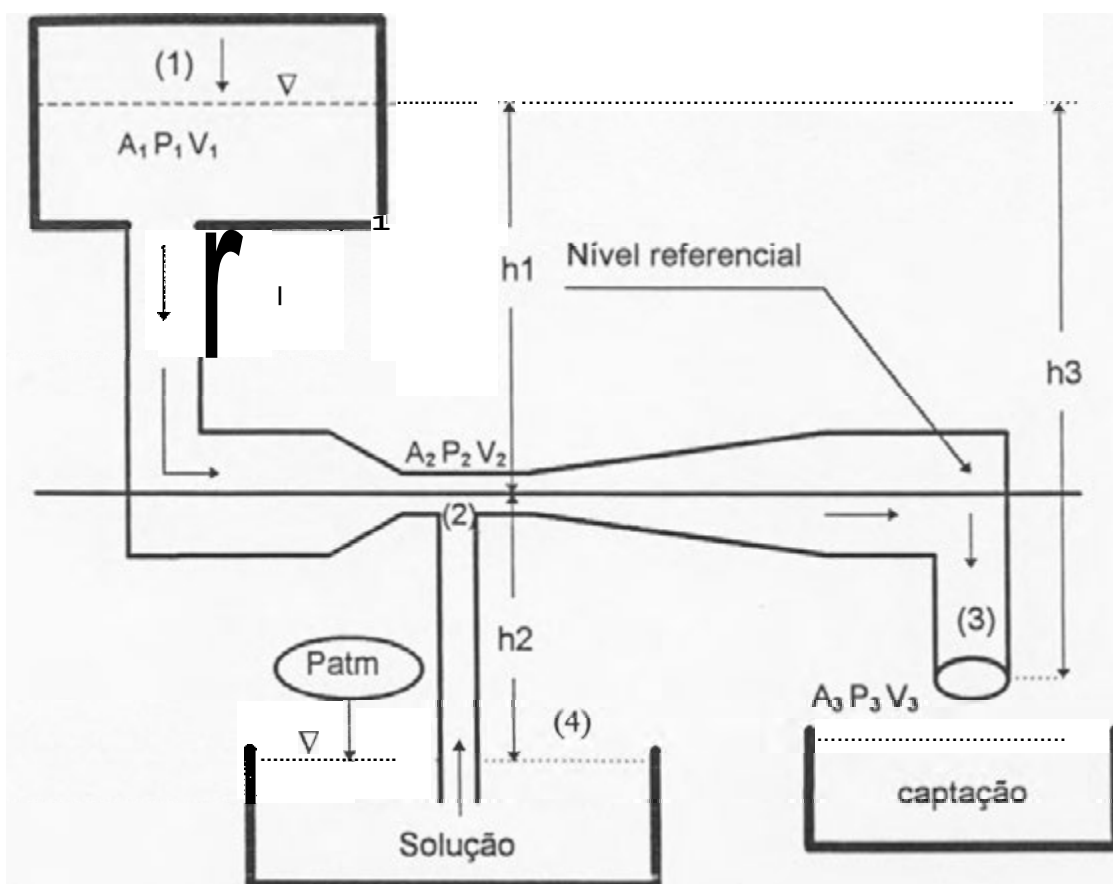


Figura 5. Condições requeridas para haver a sucção pelo injetor tipo Venturi.

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.

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

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \frac{A_3^2 V_3^2}{2g} \left[\frac{1}{A_1^2} \right] - h_1 \quad (9)$$

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:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = h_3 \left[\frac{A_3}{A_1} \right]^2 - h_1 \quad (11)$$

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

$$h_1 < h_3 \left[\frac{A_3}{A_1} \right]^2 \quad (12)$$

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 injetar é incorporada automaticamente ao fluido motriz. **A** partir **dai**, 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 de 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 **segundo 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 seções 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, **porem**, não suficiente para causar a cavitação com **danos** expressivos.

Feitosa Filho et al. (19976) 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 aquelas** 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 (3968) 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 ate 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 **set** 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 **quimificação**, atualmente está **sendo** recomendado o uso de injetores confeccionados em materiais plásticos ou **de** prolipileno, por serem de menor custo e **de** vida útil **superior** **Aquela 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 **Ruido**. 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 deprimogênios, 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 de 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 varão** 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 **as** 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 Muelles (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** da injetor.

O coeficiente **m**, teoricamente é definido **pela** relação entre a **área** **do** bocal convergente **A_b** , **em** relação a **Area** **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** **far** 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** Enjetores 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 **a3 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** a 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**, **a** 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** nas 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, da reservatório utilizado na aquicultura.

Feitosa Filha 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.

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, da 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, N 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 **liquido** no ponto de entrada do instrumento em relação a quantidade **de** energia transferida ao fluido motriz **no processo** de sucção.

Hirschmann (1953) 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 per:

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

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 a energia disponível e consumida no **sistema**, quanto às alturas **de** elevação **do Ruido 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

$$\sigma = \frac{q_{suc}}{Q_{mot}} \quad (22)$$

em que,

H_1 - energia de pressão **pos** 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_{suc} - vazão succionada, $m^3 s^{-1}$ e

Q_{mot} - 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.

Segunda 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** Ruido 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 injetar 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 aquelas 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. Quanta 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 influencia 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 de sistema, em razão da diminuição da sobrepressão na tubulação além de facilidade com que o fluido motriz se movimentava 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 sucçãoado 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 sucçãoado 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 de 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 **fer** 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** cam maior problema, **quando** na primeira instalação. **Atribuíram esse** fato em razão **dos** injetores instalados diretamente **na** linha trabalharem com vazões motrizes **superiores à**quelas **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 da 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 armazenada 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 interrelacionadas. **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 secundária. Posteriormente, **serão** apresentados melhores detalhes **dessa** forma **de** instalação

Lí & 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** 32 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 mantém-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 das 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 da 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 de 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:

$$Y=f(X_1; X_2; X_3..... X_r) \quad (24)$$

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:**

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

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

\bar{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 a 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:

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

Para facilitar a análise final **dos** dados, Vasák & Epstein (1996) **sugerem** representas 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:

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

e

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

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 (30mca), 343,21 kPa (35mca), 392,24 kPa (40mca), 441,27 kPa (45 mca), 490,30 kPa (50mca), 588,36 kPa (60mca) 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 **dos** secções 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 referencia1 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 Enjetor 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.

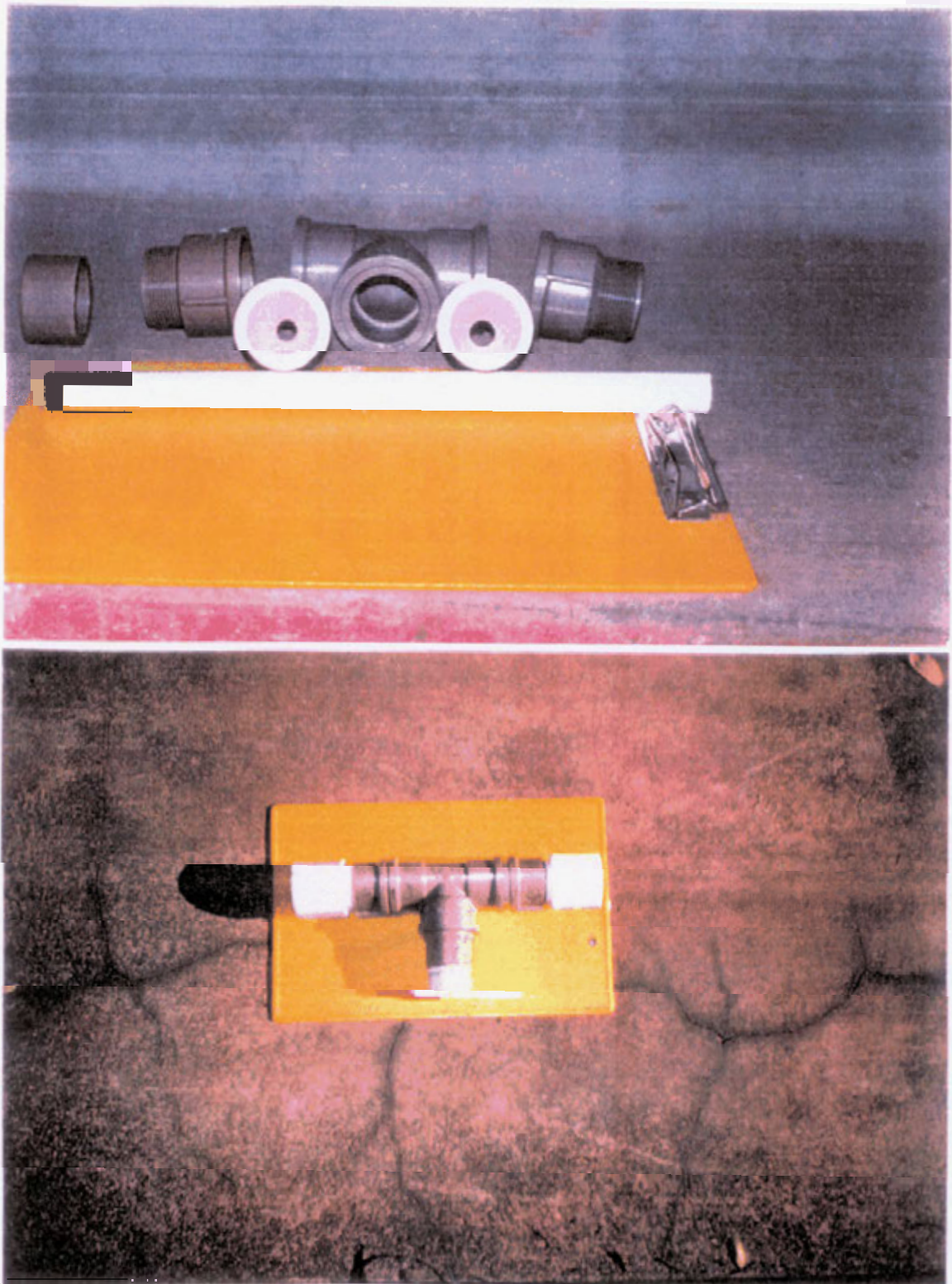


Figura 6. Detalhes dos injetor tipo Venturi que foi construido e utilizado no trabalho e parte dos seus componentes.

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

O sistema de injeção que utiliza injetor tipo Venturi duplo, embora constituido 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 reseqwatbriro contendo a solução a ser distribuida na Agua de irrigação. A Figura 7 apresenta esquema ilustrativo do sistema de instalação que utiliza injetor tipo Venturi duplo.

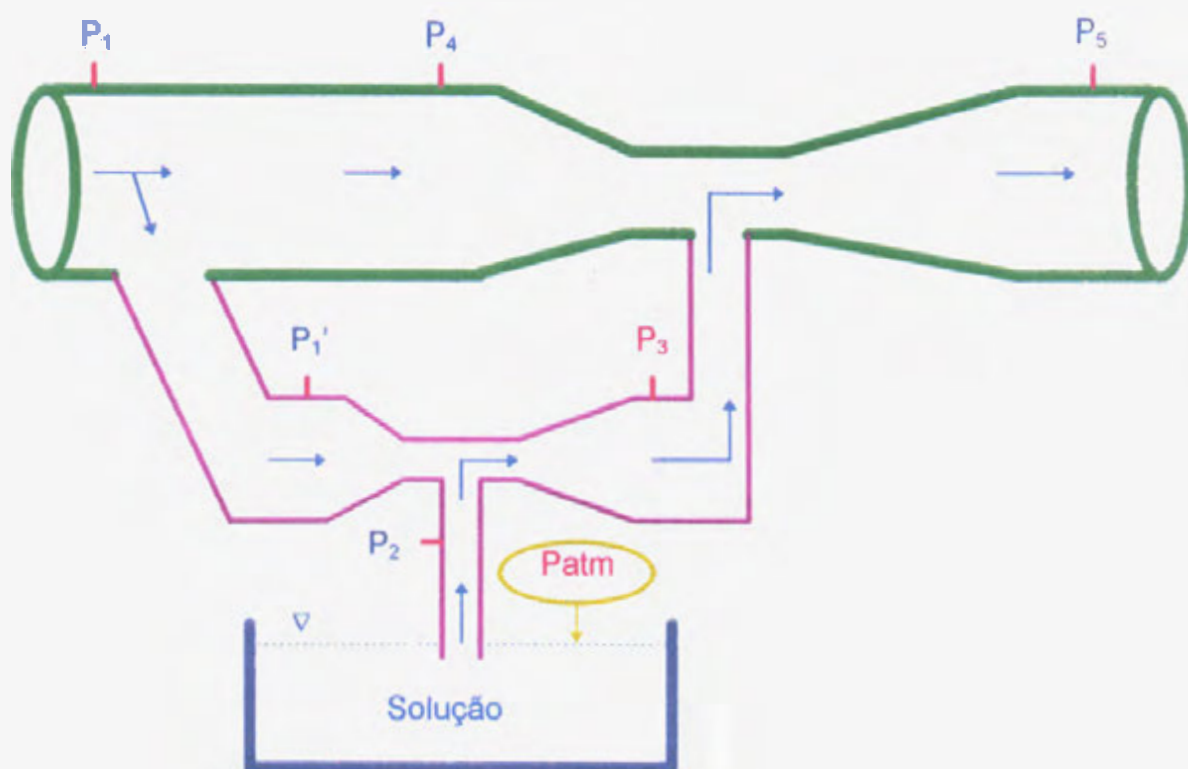


Figura 7. Esquema da instalação do sistema com injetor tipo Venturi duplo.

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 **dezesesseis** 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. **Sá** 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.

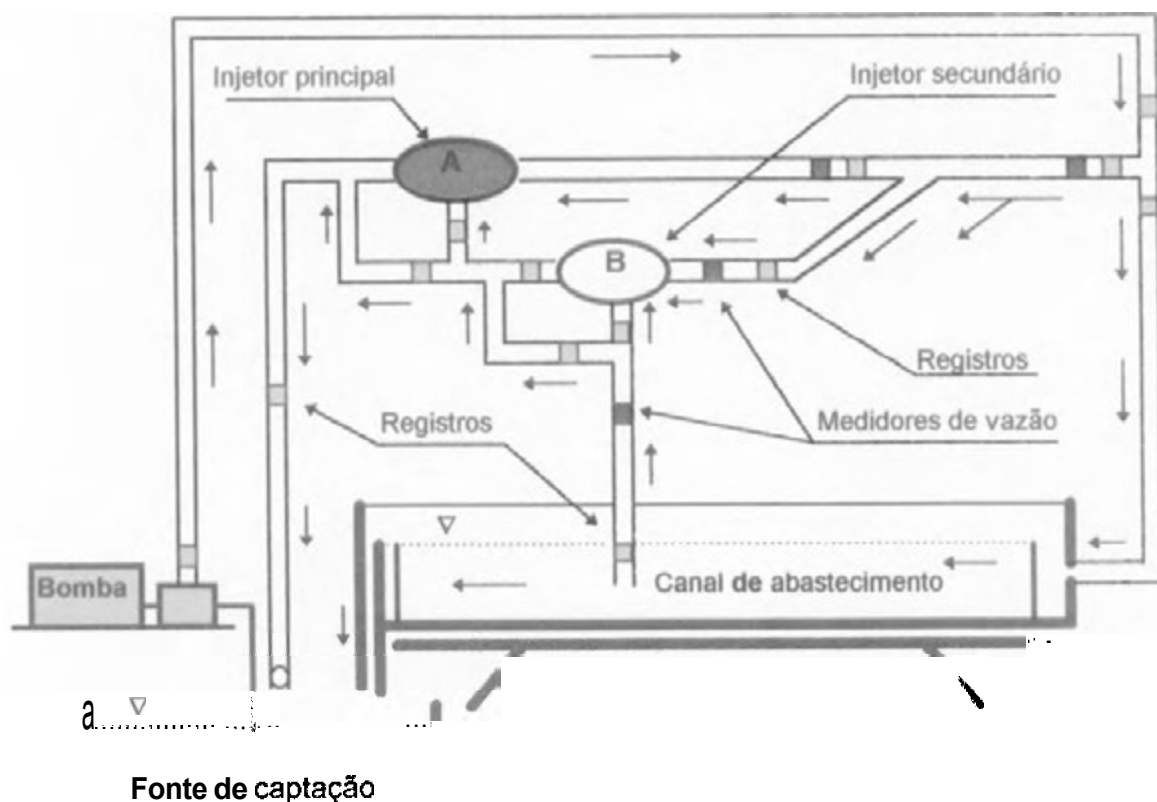


Figura 8. **Esquema da montagem do experimento em laboratório**

Na 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 0,408 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 urna 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 injetar 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 ne 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 pontes estratégicos, **sem** que **houvesse necessidade da** parar o funcionamento **do sistema** no início e final **de** **cada teste**. **Aç** **Figuras 8 e 9** apresentam esquemas ilustrativos **desse** experimento e detalhes **dos** procedimentos operacionais.

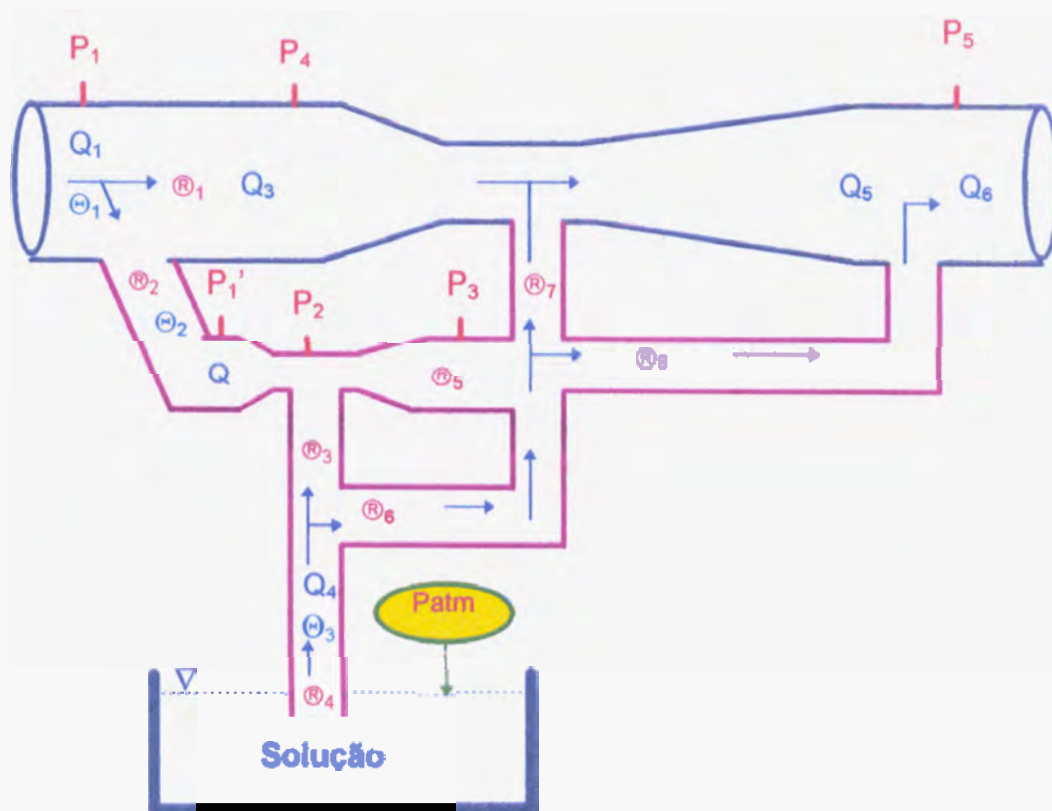


Figura 9. Esquema da instalação utilizada para, obter os dados em laboratório

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 \textcircled{Q}_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 da 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 de experimento de laboratório e parte dos instrumentos utilizados para medição de parâmetros hidráulicos.

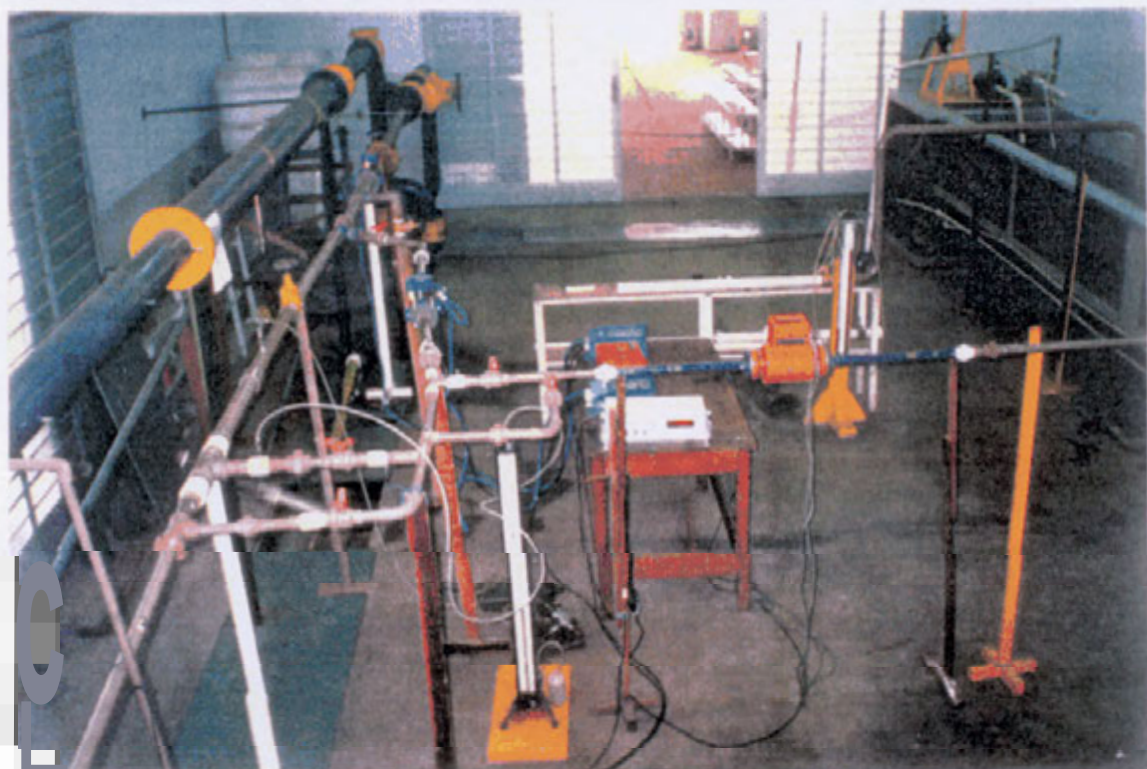


Figura 10. Vista da montagem do experimento em laboratório e parte dos instrumentos e dos injetores utilizados para tomada dos dados.

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 formula 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:

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

em que,

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

P_{saida} - **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) **obtem-se** aquela eq. (20), anteriormente citada **por** Mueller (1964), como a Fórmula Geral que define o rendimento nos injetores, ou **seja**:

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

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:

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

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:

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

Outras relações hidráulicas estabelecem que:

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

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

e

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

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, Fa;

P_2 - tensão na **secção estrangulada** do injetor, Pa;

P_3 - pressão na ponte após o injetor, Pa;

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

A_2 - área da secção estrangulada do injetor, m^2 .

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 de sistema e facilitaram estabelecer o início da dedução da fórmula. Aplicando-se no sistema a Equação da Conservação da Energia nesses pontos, obtém-se:

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

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 (P₁) e (P₃), 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 (h₉ em relação à vazão total na saída do sistema (Q₃), tem-se:

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

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, m³ s⁻¹;

Q_2 - vazão do fluido na tubulação de sucção, m³ s⁻¹ e;

Q_3 - vazão total na tubulação a jusante do injetor, m³ 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 **de** 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 31. **Esse** esquema foi planejado e **desenvolvido** como **base para estabelecere** e definir todo o **processo** de funcionamento **da** instalação. O conhecimento **advindo desse** esquema foi **de** fundamental importância **nas** considerações hidráulicas que permitiram **obter** a modelo **matemático e** o programa *de* computador **desenvolvidas** neste trabalho.

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

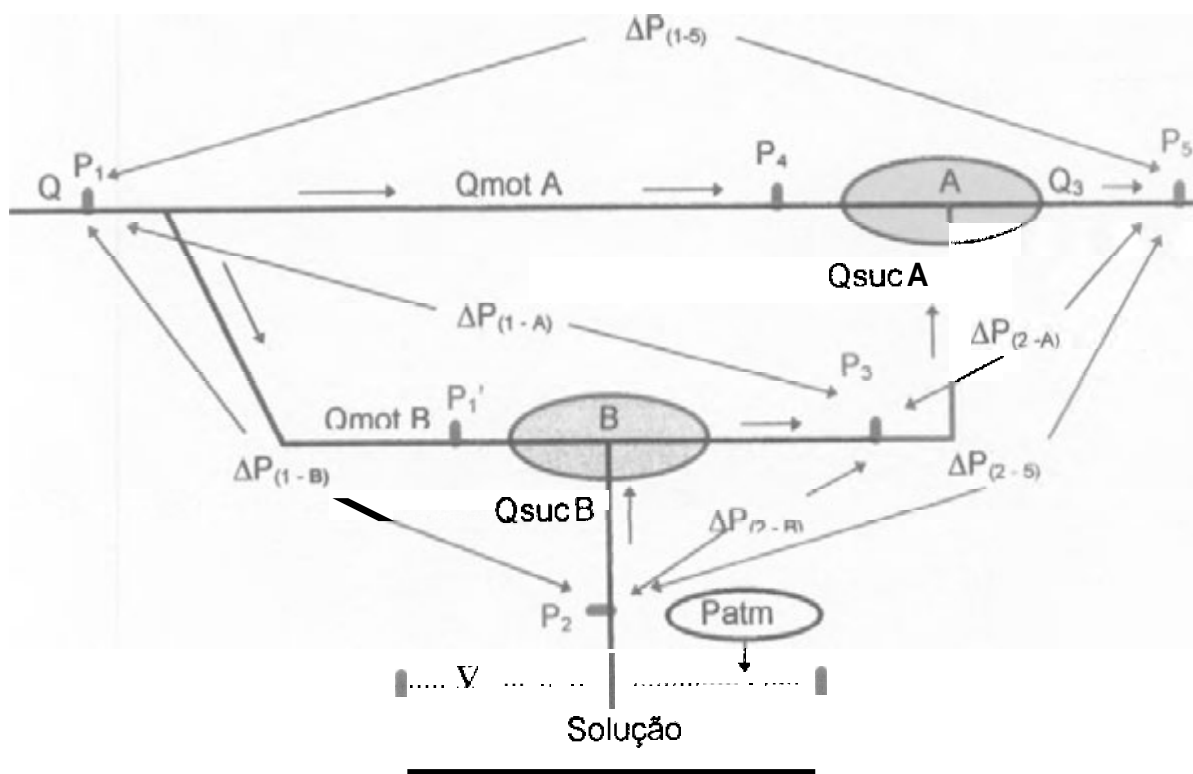


Figura 11. Esquema utilizado para formular o modelo matemático que define o funcionamento do sistema com injetor tipo Venturi duplo.

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, da 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 , na 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 específica para o Enjetor 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 21), obtém-se os seguintes diferenciais de pressão:

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

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

$$\Delta P_{(1-B)} = P_{t_1} - P_{t_2} \quad (65)$$

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

Considerando as **varções** 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:

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

e

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

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 dupla**.

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 **sucçionadas** 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** **sucçionadas** pelo injetor principal (Q_{sucA}), determinadas pela eq. (68), seriam **as mesmas vazões** **sucçionadas** 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 a **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 . Calculados 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 $\Delta P_{(1-3)}$ pela eq.(65) e $\Delta P_{(2-3)}$ 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_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_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 Enjetores funcionando em sistema com injetor duplo.

O programa em **si** foi constituído per 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 de 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 **sais** 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

CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO	
Velocidade estabelecida a montante (m/s)	2.5
Diferencial estabelecido a montante (mca)	30
Diferencial estabelecido a jusante (mca)	18
Ângulo da secção convergente (Graus)	20
Ângulo da secção divergente (Graus)	10
Relação "m" estabelecida	0.55

Diâmetro de saída da adaptador (mm)	30.2
Comp lateral de saída do adaptador (mm)	26.1
Diâmetro interno maior do tê (mm)	38.8
Diâmetro interno menor do tê (mm)	34.4
Comprimento da parte central do tê (mm)	33.8
Comprimento de cada lateral do tê (mm)	26.4
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)	23.86	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)	76.16	Peso do tarugo de PVC (g)	311.24

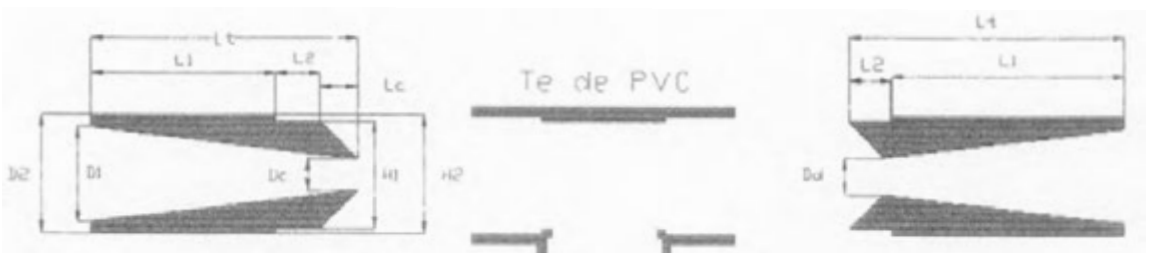


Figura 12. Esquema dos dados de entrada e de saída para o dimensionamento de injetores tipo Venturi e detalhes das partes dos seus bocais.

COMBINAÇÕES DOS INJETORES

Injetor Principal		Injetor Secundário	
<input type="radio"/> 60 mm	<input checked="" type="radio"/> 40 mm	<input type="radio"/> 20 mm	<input type="radio"/> 32 mm
<input type="radio"/> 50 mm	<input type="radio"/> 32 mm	<input checked="" type="radio"/> 25 mm	<input type="radio"/> 40 mm

Próximo
Retorno

Combinação 40 mm x 25 mm

Dados de entrada e de saída

Pressão de serviço no ponto 1 (mca)	45	vazão matriz no injetor B (l/h)	1000,30
Depressão no ponto 2 (mca)	-1	Vazão de sucção p/ injetor B (l/h)	623,89
Pressão no ponto 3 (mca)	7	Diferença das vazões A-A' (l/h)	-18,63
Pressão no ponto 4 (mca)	15	Vazão sucção otim. no injetor A (l/h)	5330,88
		Pressão otim. no ponto 3 (mca)	15,8

Calcular Imprimir Retorno

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

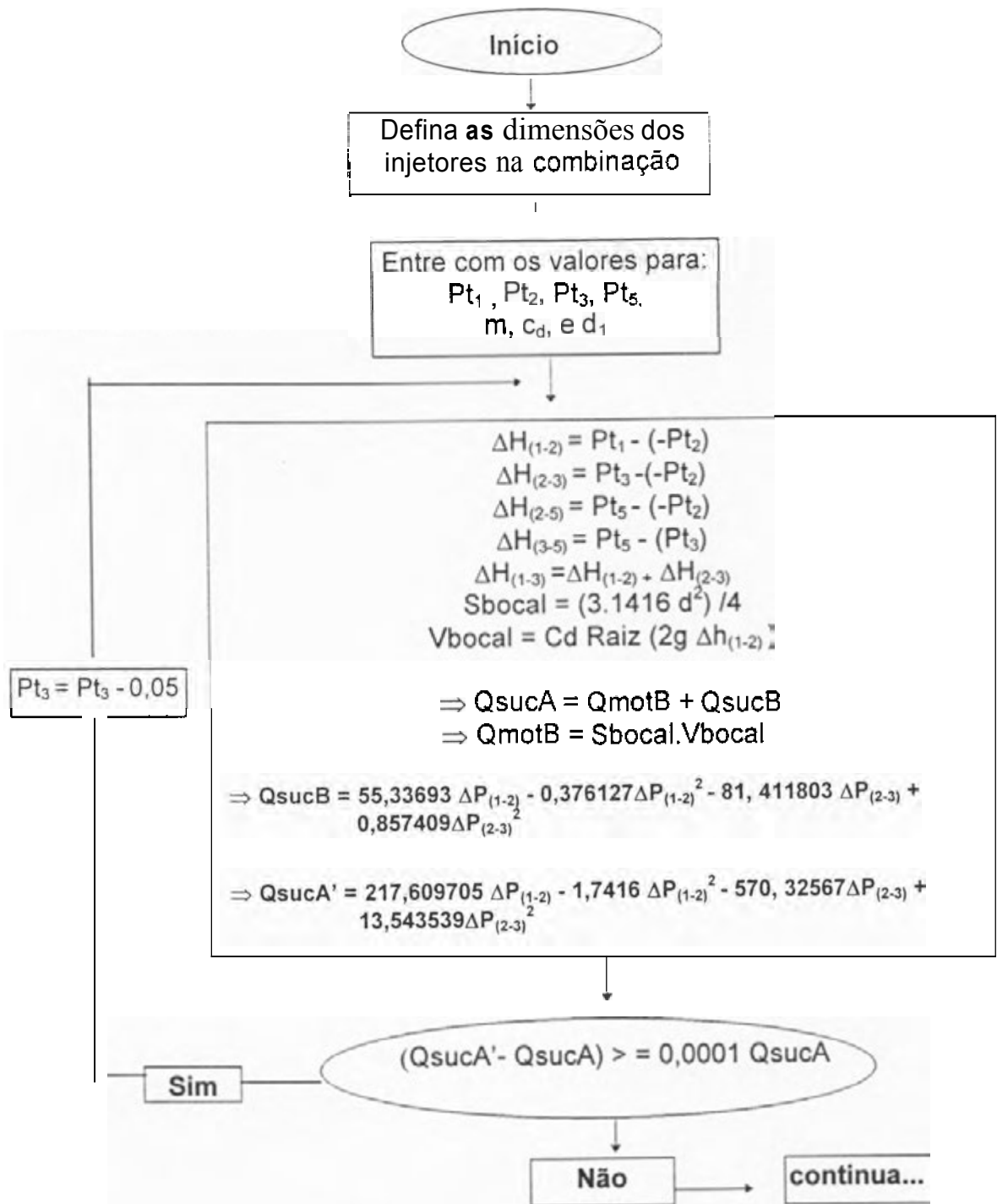


figura 14. Fluxograma para determinar os diferenciais de pressão e definir o funcionamento de injetores duplos a partir dos dados dos injetores individuais.

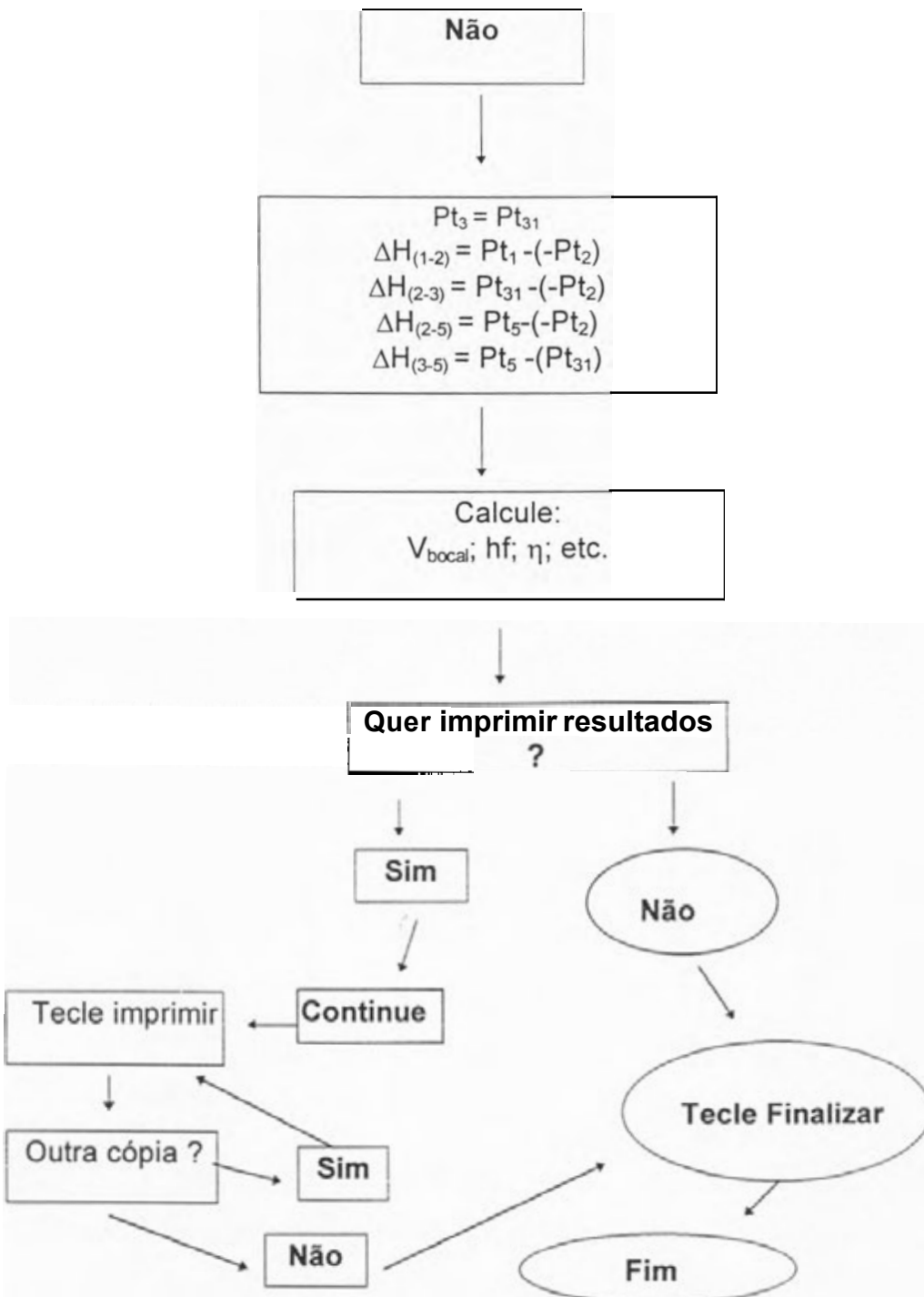


Figura 14. Fluxograma para determinar os diferenciais de pressão e definir o funcionamento de injetores duplos a partir dos dados dos injetores individuais.

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 d e 25 mm.

P_1 (mca)	P_1 (kPa)	P_2 (kPa)	P_3 (kPa)	Q_{motriz} ($10^{-5} m^3 s^{-1}$)	$Q_{succão}$ ($10^{-5} m^3 s^{-1}$)	Q_{total} ($10^{-5} m^3 s^{-1}$)
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 ($10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$)	Qsucção ($10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$)	Qtotal ($10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$)
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	31,37	138,95	104,11	10,26	114,37
35,00	343,21	13,63	157,19	104,30	6,64	130,94
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	109,667	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	311,29
45,00	441,27	33,43	34,22	117,34	32,48	149,82
45,013	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	33,63	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	351,86
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 ($10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$)	Qsucção ($10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$)	Qtotal ($10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$)
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	146,860	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: $(10,90 \text{ e } 14,72) \times 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$; $(111,75 \text{ e } 3,93) \times 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ e $(19,15 \text{ e } 12,50) \times 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$. Para pressão de serviço de 588,36 (60mca) 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 (40mca). 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 (70mca).

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 porcentagem 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	168,866	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	2,25	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	173,216	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 l h⁻¹) e média **das** vazões motrizes de $10^{-5} \times 111,73 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ (4022,3 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 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%, resultadas 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.

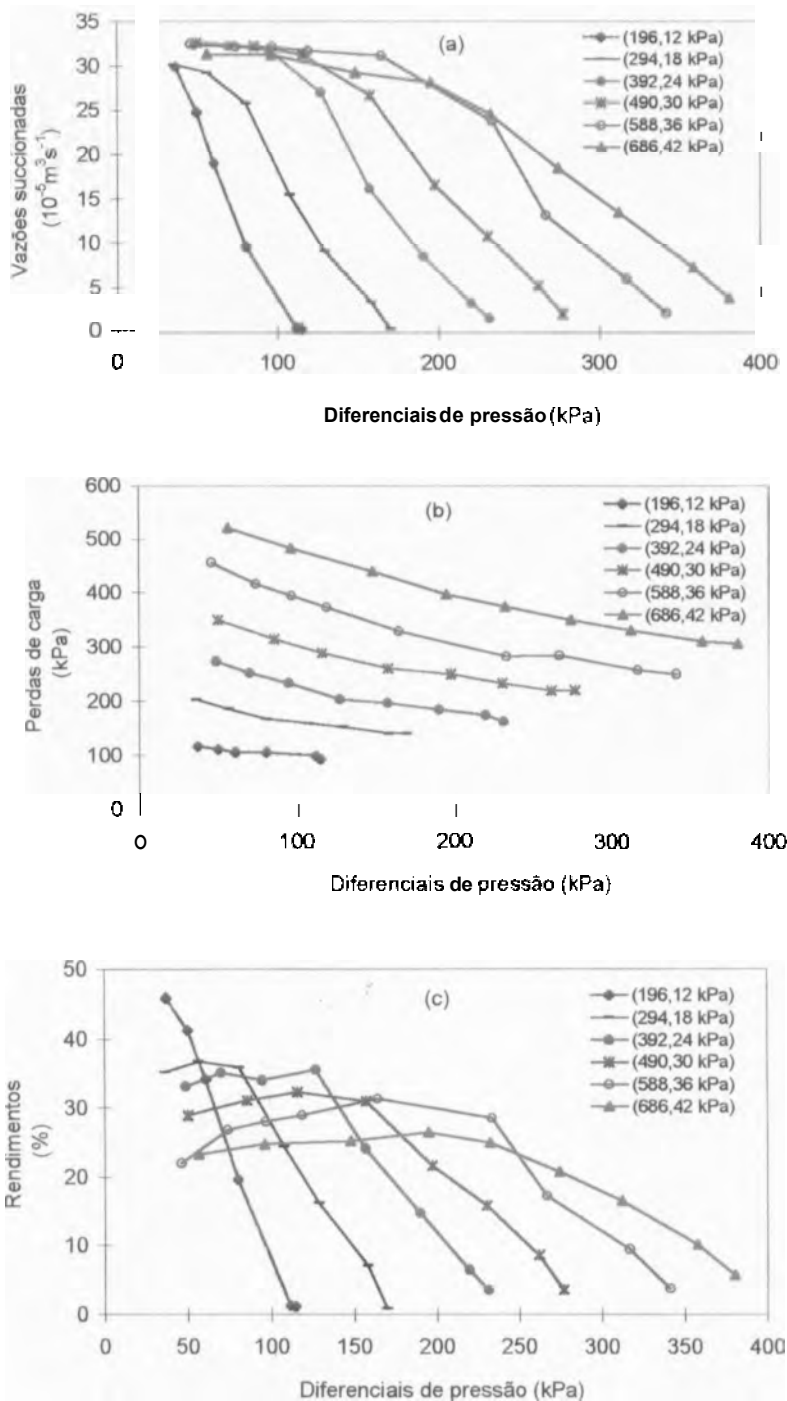


Figura 15. Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e um ponto pós-injetor de 25 mm.

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 nas 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 (40mca) 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 (P_1), depressão (P_2), pressão pós-injetor (P_3) *varão* motriz (Q_{motriz}), vazão succionada ($Q_{succão}$) 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)	Q_{motriz} ($10^{-5}m^3s^{-1}$)	$Q_{succão}$ ($10^{-5}m^3s^{-1}$)	Q_{total} ($10^{-5}m^3s^{-1}$)
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	242,800	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	31,08	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 percentagem 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	217,113	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	375,04	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	7,30	61,1

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 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 percentual 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 *varões 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 varões** 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).

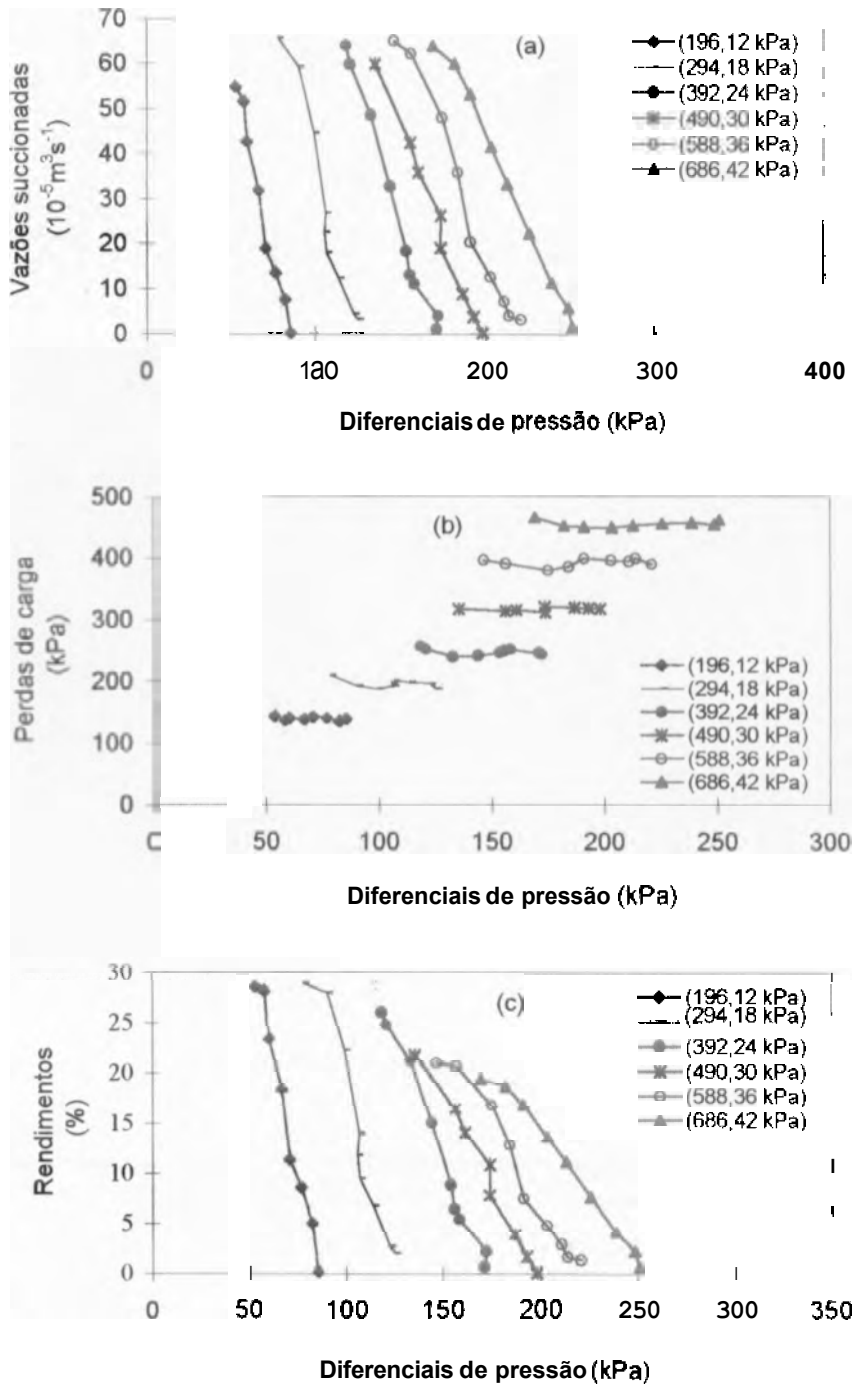


Figura 16. **Vazões** succionadas (a), **perdas de carga** (b) e **rendimentos** (c) em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e um ponto pós-injetor de 40 mm.

Quanto às perdas de carga, constata-se que para **esse** injetor de maior dimensão **elas**, foram comparativamente superiores **àquelas** 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 subsidios 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 (Qmotriz), vazão succionada (Qsuccão) e vazão total (Qtotal) 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 m ³ s ⁻¹)	Qsuccão (10 ⁻⁵ m ³ s ⁻¹)	Qtotal (10 ⁻⁵ m ³ s ⁻¹)
15,00	147,09	-26,57	19,81	209,10	8,66	217,76
35,00	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 ($10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$)	Qsucção ($10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$)	Qtotal ($10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$)
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 ($10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$)	Qsucção ($10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$)	Qtotal ($10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$)
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
40,013	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 ($10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$)	Qsucção ($10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$)	Qtotal ($10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$)
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 ($10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$)	Qsucção ($10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$)	Qtotal ($10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$)
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
60,013	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.

Pi (mca)	P1 (kPa)	P2 (kPa)	P3 (kPa)	Qmotriz ($10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$)	Qsucção ($10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$)	Qtotal ($10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$)
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 da 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 3 pressões de serviço variando de 147,09 kPa (15 mca) até 686,42 kPa (70mca).

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 (kPa)	Dif ₍₁₋₃₎ (kPa)	Dif ₍₁₋₂₎ (kPa)	Dif ₍₂₋₃₎ (kPa)	hf (kPa)	Rend. (%)
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	73,805	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 (kPa)	Dif ₍₁₋₃₎ (kPa)	Dif ₍₁₋₂₎ (kPa)	Dif ₍₂₋₃₎ (kPa)	hf (kPa)	Rend. (%)
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 (kPa)	Dif ₍₁₋₃₎ (kPa)	Dif ₍₁₋₂₎ (kPa)	Dif ₍₂₋₃₎ (kPa)	hf (kPa)	Rend. (%)
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 (kPa)	Dif ₍₁₋₃₎ (kPa)	Dif ₍₁₋₂₎ (kPa)	Dif ₍₂₋₃₎ (kPa)	hf (kPa)	Rend. (%)
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	26,71
588,36	263,29	349,58	86,29	218,92	18,27

Continua...

...continuação da Tabela 6.

P1 (kPa)	Dif ₍₁₋₃₎ (kPa)	Dif ₍₁₋₂₎ (kPa)	Dif ₍₂₋₃₎ (kPa)	hf (kPa)	Rend. (%)
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.

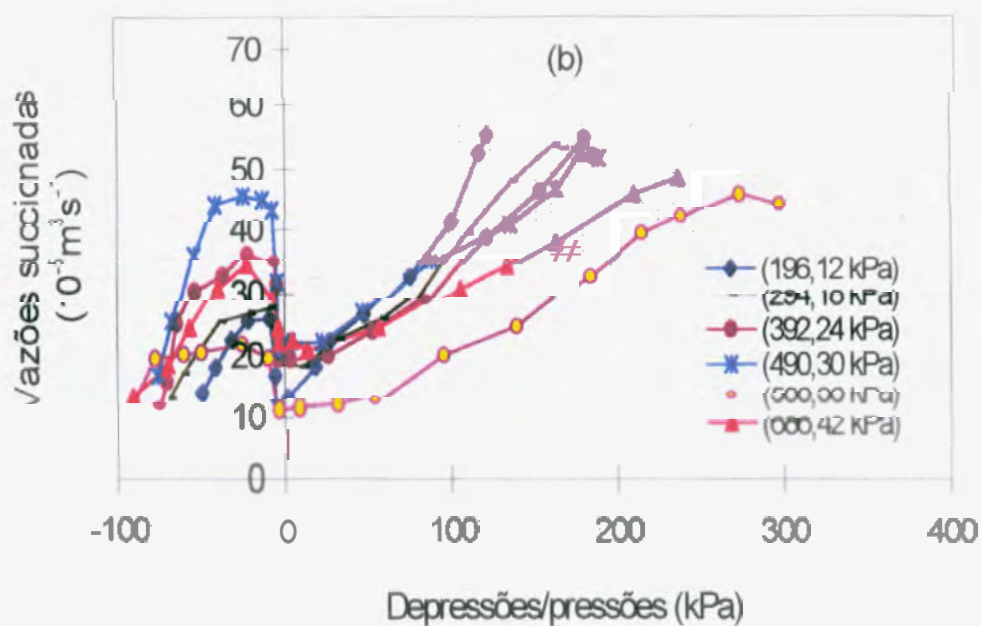
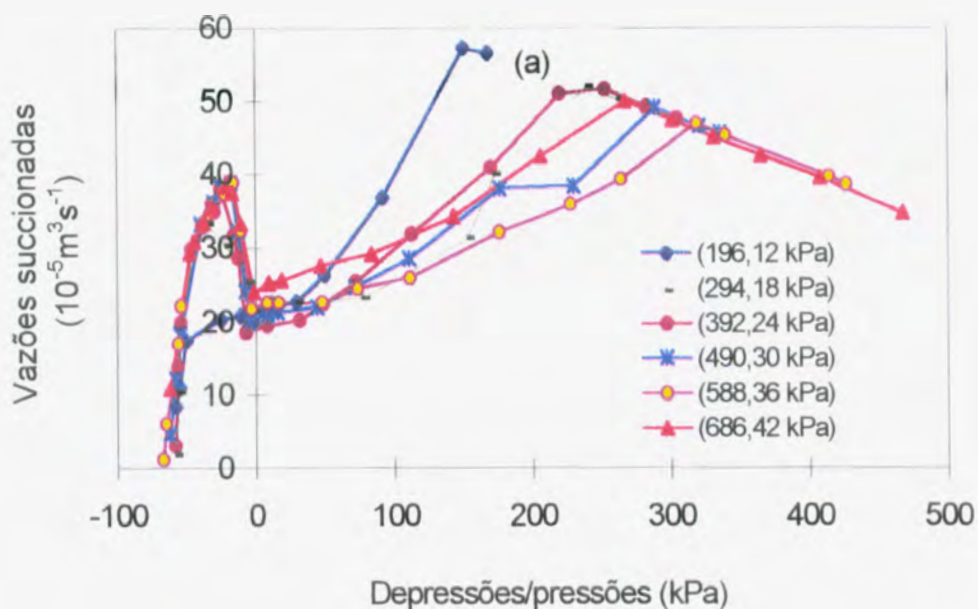


Figura 17. Vazões succionadas em função das depressões e das pressões na tubulação de sucção com o injetor de 32 mm (a) e 40 mm (b).

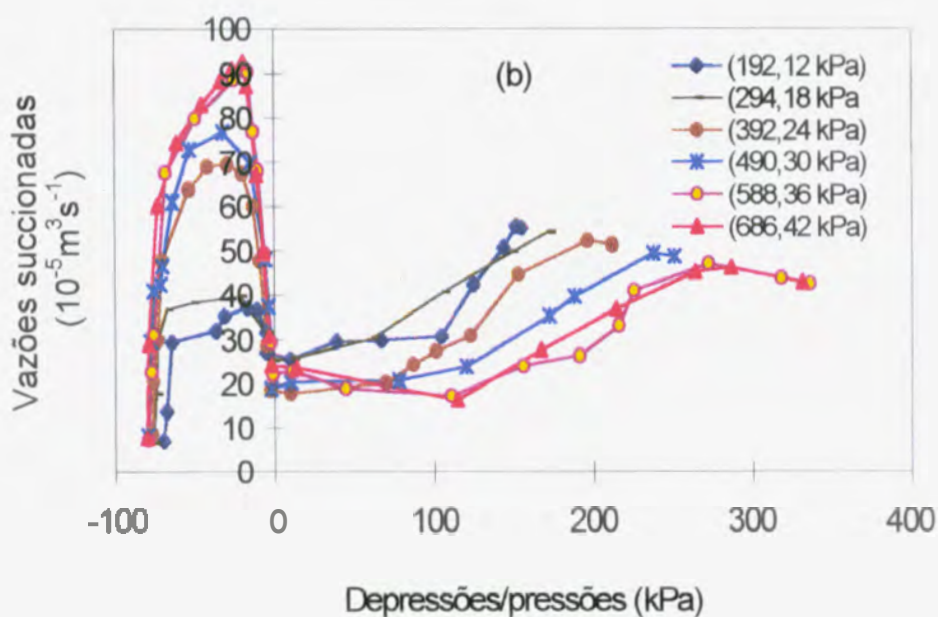
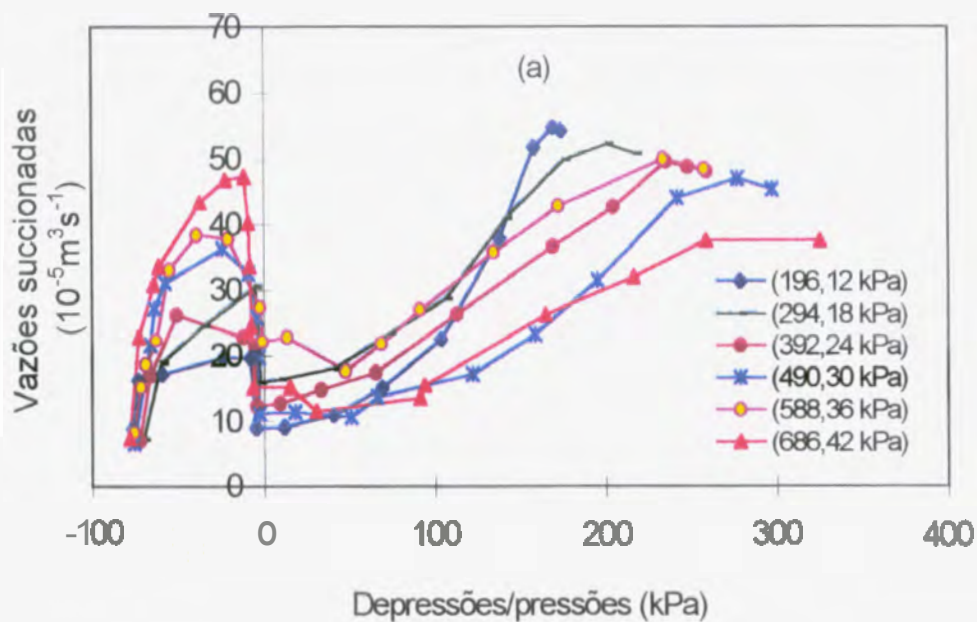


Figura 18. Vazões succionadas em função das depressões e das pressões na tubulação de sucção com o injetor de 50 mm (a) e 60 mm (b).

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 da 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), representado as condições de funcionamento dessa forma de instalação em baixa, média e altas pressão. 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 pos 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 ⁻⁵ m ³ s ⁻¹)	Q _{mot.B} (10 ⁻⁵ m ³ s ⁻¹)	Q _{sucção} (10 ⁻⁵ m ³ s ⁻¹)	Q _{total} (10 ⁻⁵ m ³ s ⁻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	32,65	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
20,011	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	P1.A	P1.B	P2	P3	Qmot. A	Qmot.B	Qsucção	Qtotal
(mca)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	($10^{-6}m^3s^{-1}$)	($10^{-6}m^3s^{-1}$)	($10^{-6}m^3s^{-1}$)	($10^{-6}m^3s^{-1}$)
25,00	245,15	239,36	13,04	68,64	323,667	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	397,110
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
35,010	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	343,660	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 (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 ($10^{-5}m^3s^{-1}$)
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.

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 ($10^{-5}m^3s^{-1}$)
60,00	588,36	567,28	18,63	42,66	521,100	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	18,863	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	550,100
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
70,010	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 da 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	319,61	11,49	60,99
196,12	122,48	207,30	84,82	109,66	2,29	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	373,15	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 percentual 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 reseatbrio 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 as pressões nessa tubulação.

Com **us** 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, **nas** 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,

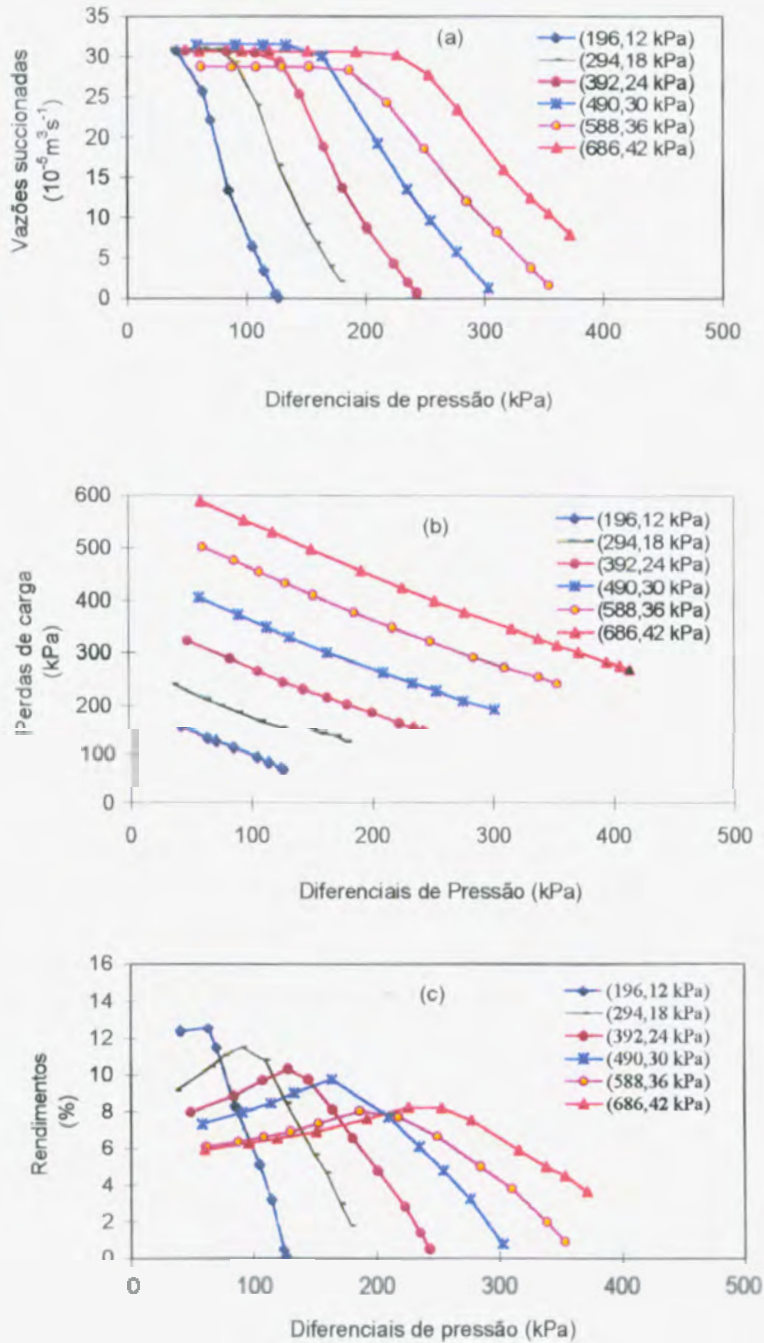


Figura 19. Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e um ponto na saída do sistema com injetor duplo de 40 mm x 25 mm.

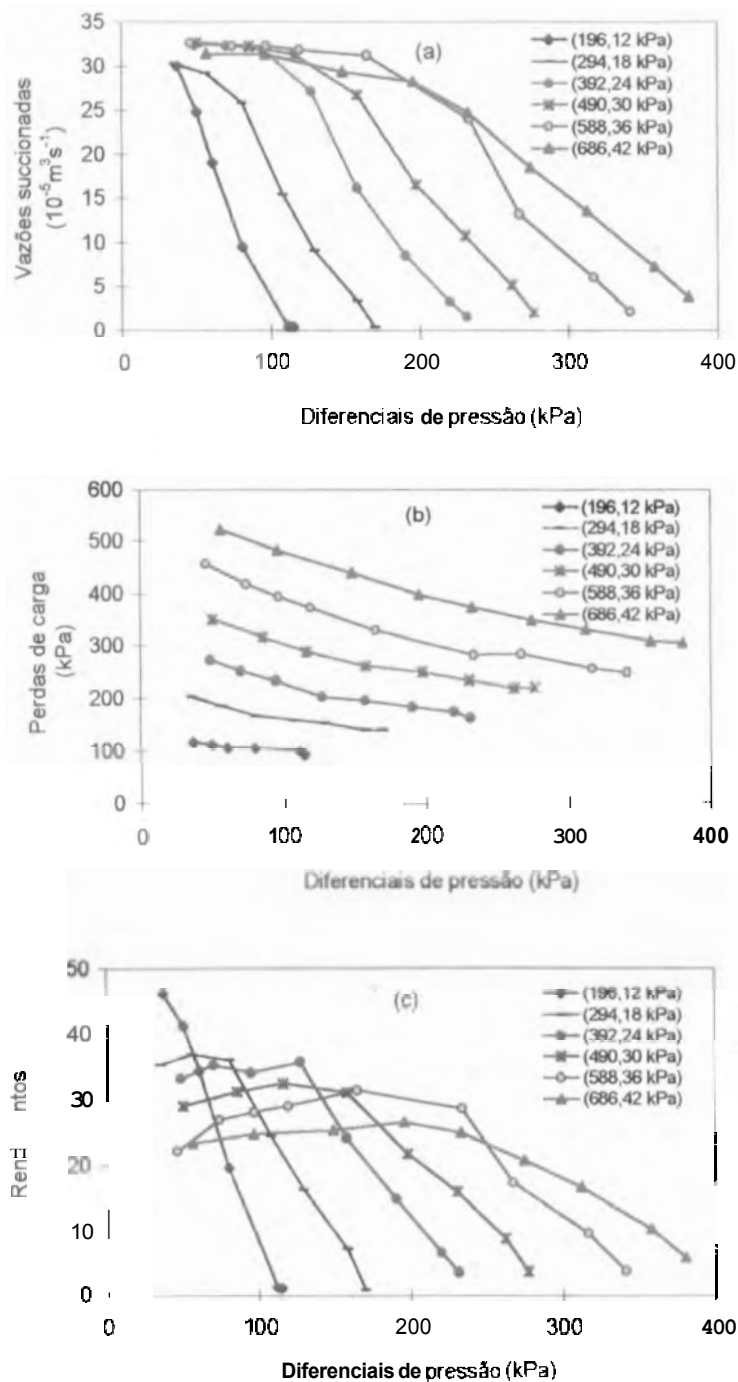


Figura 20. Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e um ponto na saída do sistema com injetor duplo de 50 mm x 25 mm.

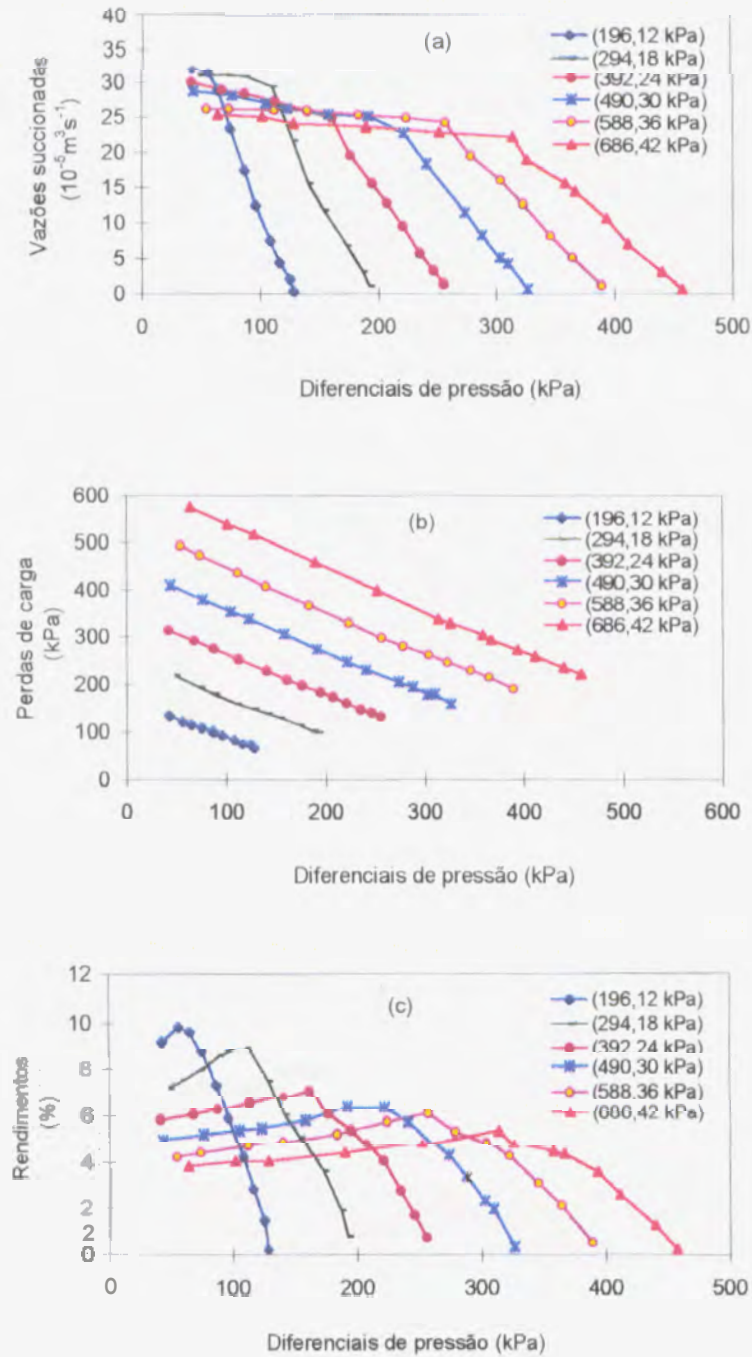


Figura 21. Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e um ponto na saída do sistema com injetor duplo de 60 mm x 25 mm.

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 influencia 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** outra 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 oposta **do observado nesse caso**.

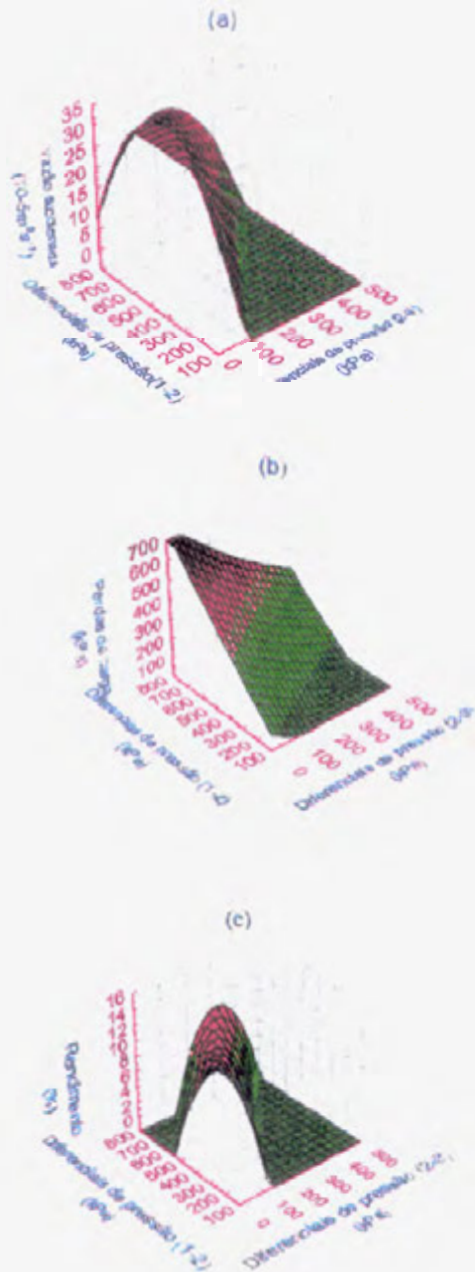


Figura 22. Vazões sucionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função conjunta dos dois diferentes diferenciais de pressão com o injetor duplo de 40 mm x 25 mm.

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 de 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 aos 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.

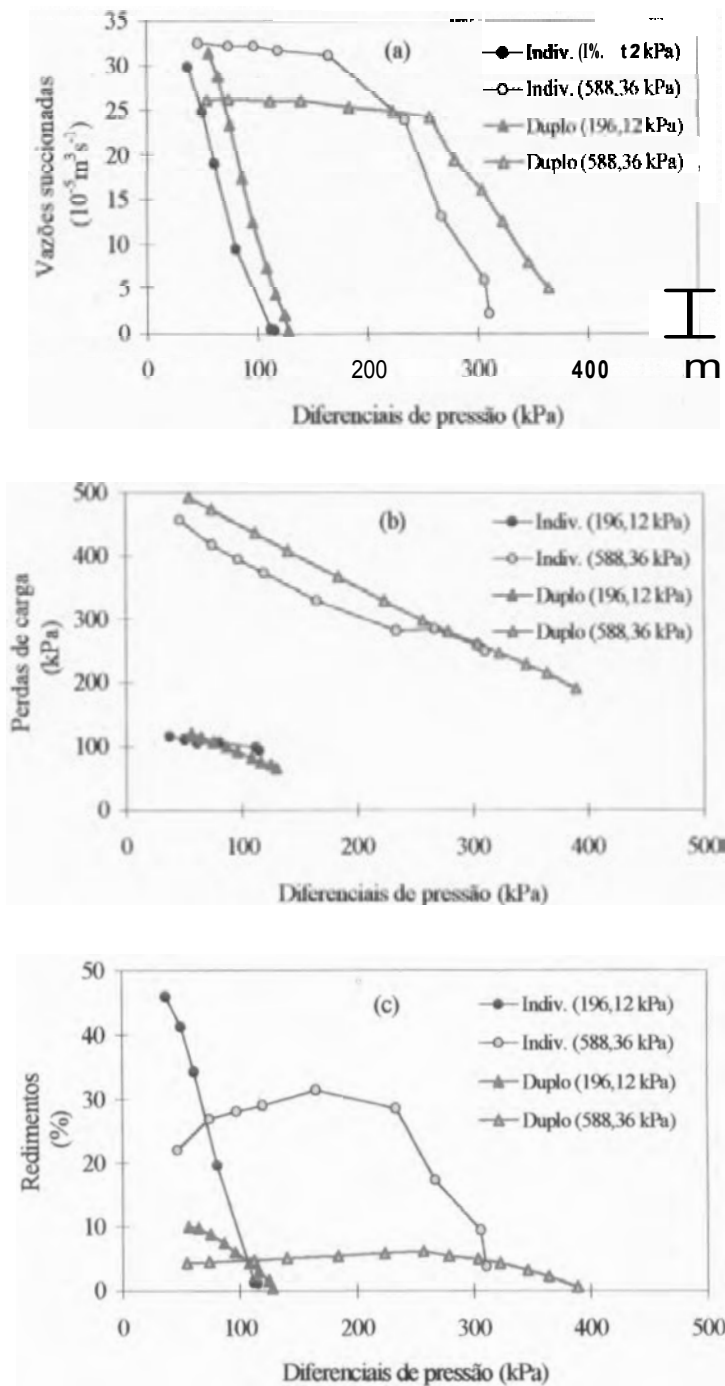


Figura 23. Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão com o injetor de 25 mm funcionando instalado diretamente na linha e em sistema com injetor duplo de 60 mm.

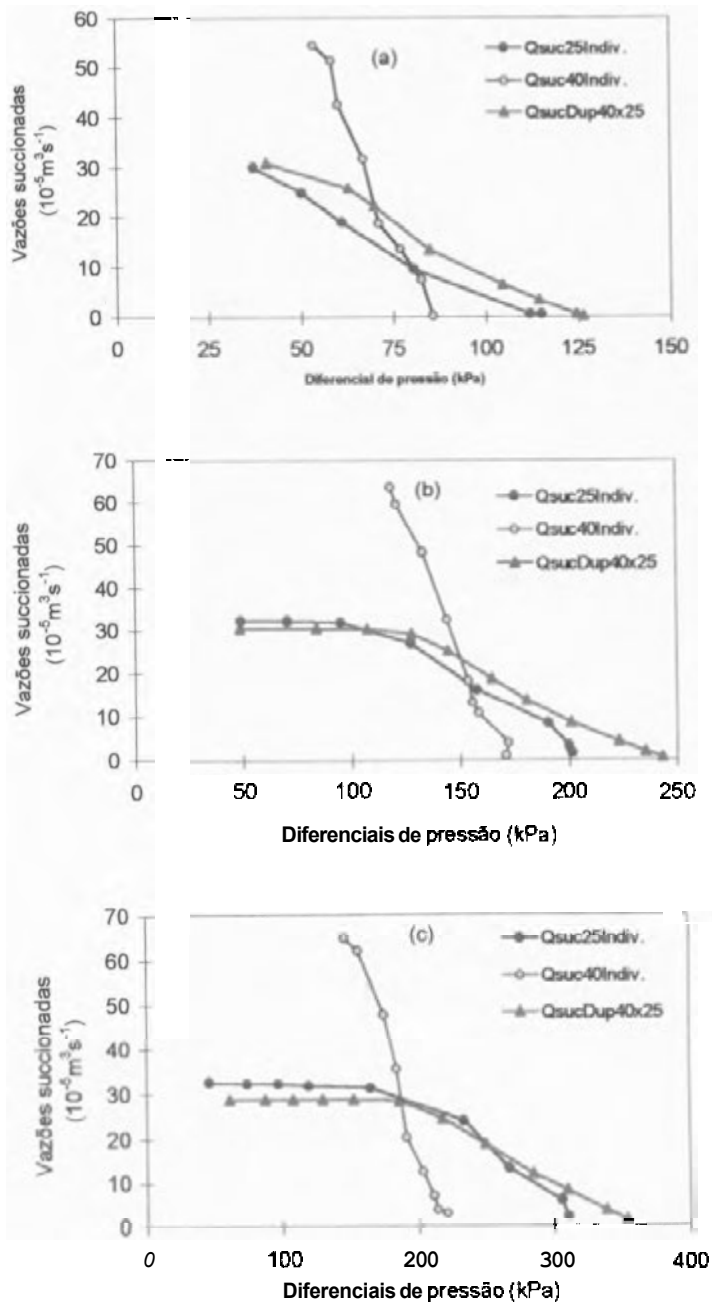


Figura 24. Vazões succionadas a 196,12 kPa (a), 392,24 kPa (b) e 588,36 kPa (c) com os injetores de 25 mm e 40 mm, trabalhando individualmente, instalados diretamente na tubulação e em sistema com injetor duplo de 40 mm x 25 mm, em função do diferencial de pressão entre um ponto na câmara de mistura 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 = - 0,0092283 Dif ₁ + 0,00001 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 - 0,4887831 Dif ₂ + 0,130107 Dif ₂ ²	0,7840

* Qsuc: Vazões em (m³ s⁻¹). Dif₁: diferenciais de pressão entre um ponto a montante da 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 **ros 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 **urna** 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	12,860	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, quanta 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 das 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.

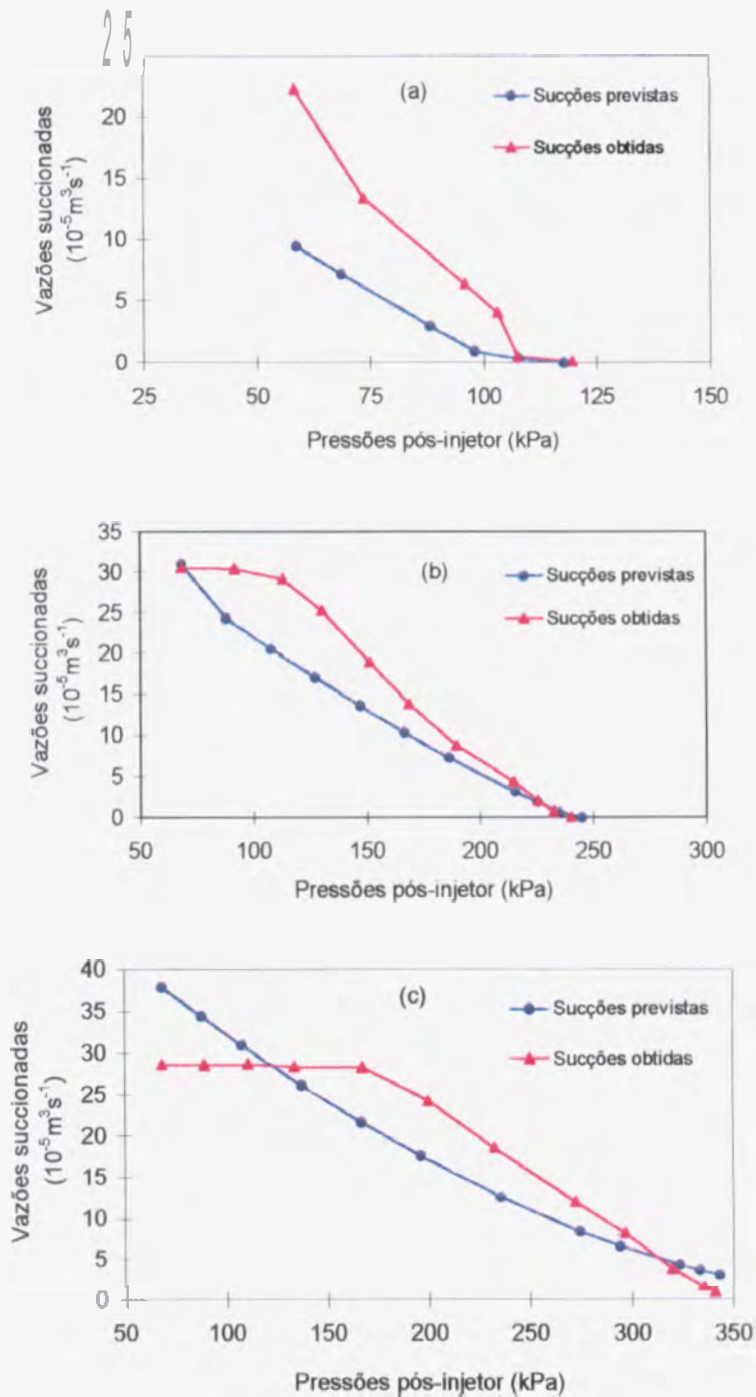


Figura 25. Dados fornecidos pelo programa e dados experimentais com o injetor duplo de 40 mm x 25 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa (a), 490,30 kPa (b) e 588,36 kPa (c).

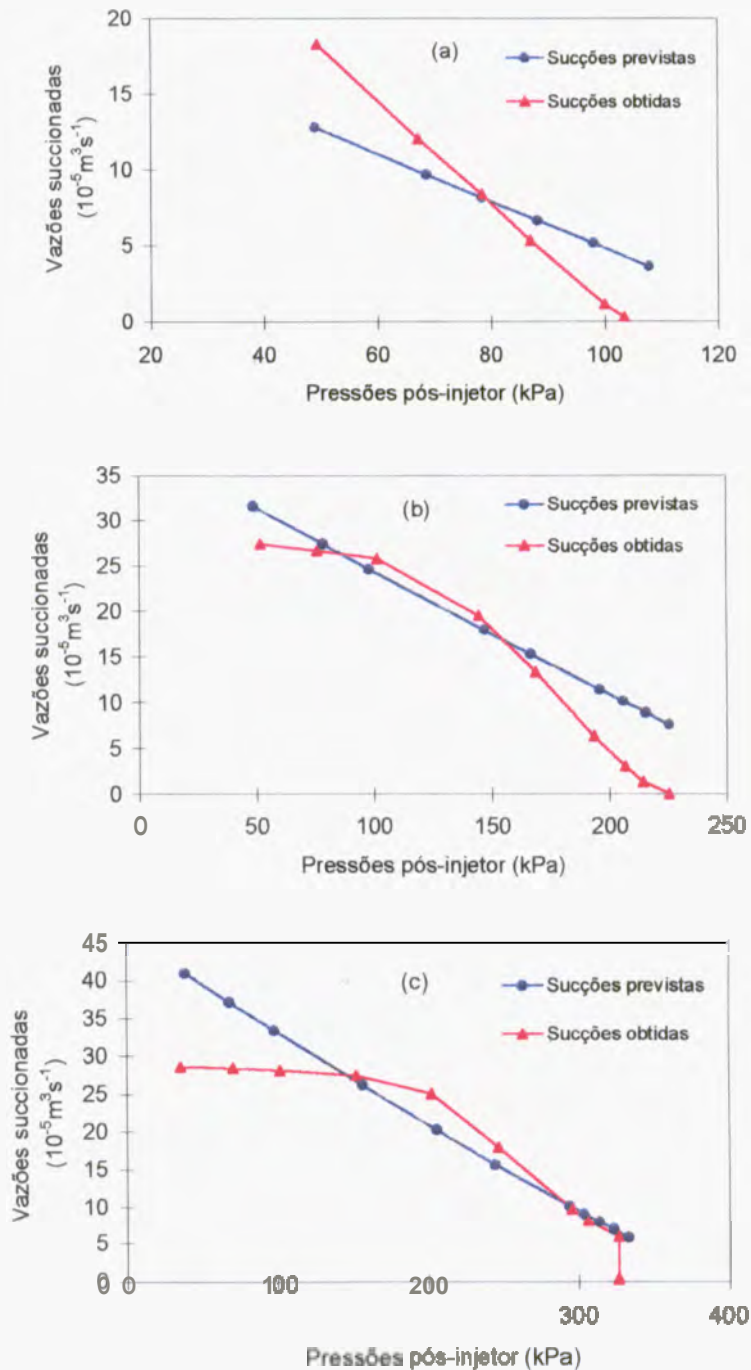


Figura 26. Dados fornecidos pelo programa e dados experimentais com o injetor duplo de 40 mm x 32 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa (a), 490,30 kPa (b) e 588,36 kPa (c).

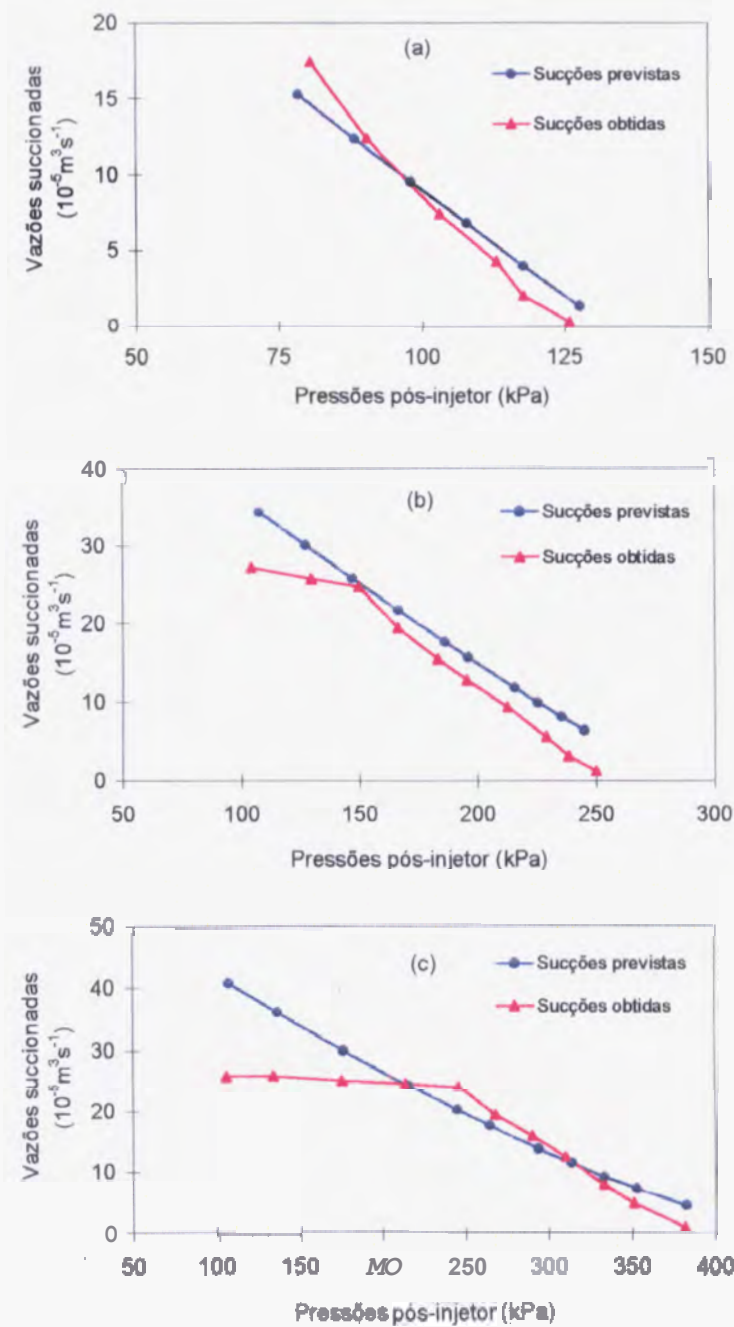


Figura 27. Dados fornecidos pelo programa e dados experimentais com o injetor duplo de 60 mm x 25 mm trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa (a), 490,30 kPa (b) e 588,36 kPa (c).

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 de 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, pede-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 **obté-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 Brucher, 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 I - 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 ne desempenho de injetores tipo Venturi utilizados na quimigação. Murcia, 1997. **Actas de Horticultura**, n.19.v.1. p. 443-449. mayo 19971 Apresentada 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 Ingeniería 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 injetar tipo Venturi funcionando com a Água como fluido motriz e o ar como fluido motriz succionado com descarga submersa. **Revista Irriga**, v.2, n.3, 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 "Luis 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 throught conceptual model. I. **Journal of Hydrology**. v.10, p.282-290, 1970.
- NATHAN, R. **La fertilizacion 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**. Porta 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 Agua 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**.

APÉNDICES

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	R ²
*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 = 16,222054 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 outra 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 ²
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 - 23,357473 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)	Q_{motriz} ($10^{-5}m^3s^{-1}$)	$Q_{succão}$ ($10^{-5}m^3s^{-1}$)	Q_{total} ($10^{-5}m^3s^{-1}$)
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
25,130	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
25,013	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 ($10^{-5}m^3s^{-1}$)	Qsucção ($10^{-5}m^3s^{-1}$)	Qtotal ($10^{-5}m^3s^{-1}$)
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	312,00	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 ($10^{-5}m^3s^{-1}$)	Qsucção ($10^{-5}m^3s^{-1}$)	Qtotal ($10^{-5}m^3s^{-1}$)
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	430,013	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 porcentagem 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	271,863	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	21,523	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 (kPa)	Dif ₍₁₋₃₎ (kPa)	Dif ₍₁₋₂₎ (kPa)	Dif ₍₂₋₃₎ (kPa)	hf (kPa)	Rend. (%)	%hf (%)
294,18	243,58	322,03	78,45	197,162	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	401,0?	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 (kPa)	Dif ₍₁₋₃₎ (kPa)	Dif ₍₁₋₂₎ (kPa)	Dif ₍₂₋₃₎ (kPa)	hf (kPa)	Rend. (%)	%hf (%)
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	375,04	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

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	32	...através das eq. (49) e (34)	... através das eq. (60) e (46)
89	Fig. (15)	Variáveis do eixo x e y no plural	Variáveis da 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)	Variaveis 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	Variaveis 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	Variaveis 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	Variaveis do eixo x e y no singular
143	Fig.(26)	Variáveis do eixo x e y no plural	Variáveis do eixo x e y na singular
144	Fig.(27)	Variáveis do eixo x e y no plural	Variáveis do eixo x e y no singular