

DESEMPENHO DE INJETORES TIPO VENTURI EM CONDIÇÕES DE DESCARGA LIVRE E PRESSURIZADA

J. C. FEITOSA FILHO¹, T. A. BOTREL², J. M. PINTO³

RESUMO: Visando avaliar o desempenho do injetor em condições de descarga livre e pressurizada, conduziu-se o trabalho no Laboratório de Hidráulica da ESALQ-USP. Constatou-se que as vazões succionadas diminuíram com o aumento do diferencial de pressão obtido entre um ponto instalado a montante do injetor e um ponto na câmara de mistura com o injetor funcionando em condição de descarga livre. Já, funcionando em condição de descarga pressurizada, houve comportamento oposto desse parâmetro. A perda de carga média no primeiro tipo de funcionamento foi de 85% da pressão de serviço e para condição pressurizada seu valor foi reduzido para 32,4%. O rendimento médio em condições de descarga livre foi de 6,4%, enquanto para condição de descarga pressurizada esse valor foi de 27,0%. Constatou-se que as formas de operação do injetor condicionou variações na taxa de injeção dos produtos.

PALAVRAS-CHAVE: quimigação, fertirrigação, irrigação.

PERFORMANCE OF THE VENTURI TYPE INJECTORS JOINED TO PIPE UNDER FREE AND PRESSURIZED FLOW

SUMMARY: The objective of this study was to evaluate the performance of the venturi type injectors commonly used in chemigation. The research was conducted at the Hydraulic Laboratory of the ESALQ/USP, Piracicaba-SP, Brazil. The injectors made by PVC with diameter of mixing chamber of 0.01001 and 0.01188 m were tested by supply pressure of 98.06; 147.09; 196.12; 245.15; 294.18 and 343.21 kPa. The differential pressure, injector head losses, injector discharge and efficiency variables were studied. The injector head losses for the injector with discharge line opened was 85% of supply pressure and with discharge line pressurized was 32.4%. The major efficiency obtained for the injector with discharge open line was 6.4% and with line pressurized flow was 27.0%. It was verified that the forms of operation of the injector conditioned variations in the rate of injection of the products.

KEYWORDS: chemigation, fertigation, irrigation.

¹ Prof. do DSER/CCA/UFPB, Areia, PB, (083)362.2300, Ramal 30. Fax: 083-362.2259. Em curso de Pós-graduação no DER/ESALQ/USP, CEP 13418-900, Piracicaba, SP.

² Prof. do DER/ESALQ/USP, Piracicaba, SP.

³ Pesquisador do CPATSA/EMBRAPA, Caixa Postal 23, Petrolina, PE.

Recebido pelo Conselho Editorial em: 24/9/96

Aprovado pelo Conselho Editorial em: 21/7/98

INTRODUÇÃO

Com o surgimento dos sistemas pressurizados de irrigação, a aplicação simultânea de produtos químicos como fertilizantes, inseticidas, fungicidas, etc, vem sendo recomendada em muitas regiões que utilizam a agricultura irrigada (LI & SCHMIDT, 1985).

Para introduzir esses produtos na água de irrigação é necessário que o sistema de irrigação seja dotado de um injetor, que varia segundo as formas de energia utilizadas para seu funcionamento, preço e eficiência. O injetor é considerado por THREADGILL et al. (1992) como o principal componente do sistema de quimigação e deve ser devidamente ajustado e manuseado para condicionar taxa constante de injeção dos produtos na água de irrigação.

O injetor tipo Venturi é um equipamento que utiliza pressão efetiva negativa, é de fácil manuseio e de custo relativamente baixo. Como algumas desvantagens, tem baixo rendimento e elevada perda de carga, que segundo SHANI (1983) e DASBERG & BRESLER (1985) pode variar entre um terço a 50% da pressão de serviço.

Neste trabalho, o parâmetro hidráulico referente a pressão efetiva negativa; vácuo ou sucção, doravante será considerado como "depressão", que segundo BASTOS (1983) também é um sinônimo para diferenciá-lo do termo "sucção", referindo-se a ação do injetor.

THREADGILL et al. 1992 afirmam que a taxa de injeção do injetor tipo Venturi depende do diferencial de pressão entre um ponto situado na entrada do injetor e outro ponto na secção submetida às depressões, da vazão motriz e das dimensões do equipamento.

As depressões, as pressões motrizes e as pressões após o injetor tipo Venturi, que por sua vez constituem os diferentes diferenciais de pressão no sistema, atuam conjuntamente, de modo que quando um desses parâmetros varia, tem-se variações nos demais. A variação de um o outro parâmetro afeta em maior ou menor proporção o desempenho do injetor.

Para ter um adequado funcionamento do injetor, necessita-se conhecer e quantificar a influência de cada um desses fatores. Com o injetor trabalhando em condição pressurizada, a pressão na tubulação após o injetor tipo Venturi é importante por ser necessária no funcionamento dos demais equipamentos do sistema de irrigação instalados à jusante. Já, para o injetor trabalhando livremente, possivelmente as depressões na câmara de mistura apresentem maior interferência.

SILVESTER & MUELLER (1968) afirmam que a eficiência do injetor pode assumir diferentes fórmulas, dependendo do ponto de tomada das pressões e da forma de energia considerada em cada ponto. Acrescentam que, na dedução da fórmula geral para o rendimento de injetores tipo Venturi, a relação de energia utilizada baseia-se no conceito de energia útil para realizar o trabalho em relação a energia gasta para executá-lo.

ROJAS (1995) avaliando alguns parâmetros hidráulicos que influem no desempenho de injetores tipo Venturi, encontrou que as vazões succionadas diminuíram a medida que houve redução nas depressões e sendo mantido constante um diferencial de pressão.

O instrumento tipo Venturi já foi amplamente estudado como medidor de vazão, porém, para outros usos, necessitam-se de maiores estudos para avaliar formas mais adequadas de instalação, manejo e novos modelos que condicionem menores perdas de carga, dimensionamento e confecções com menor custo (SHANI, 1983).

O objetivo deste trabalho foi avaliar características hidráulicas e condições operacionais que influem no desempenho de injetores trabalhando em condições de descarga livre e pressurizada e em diferentes condições de vazão e pressões motrizes.

MATERIAL E MÉTODOS

O trabalho foi conduzido no Laboratório de Hidráulica do Departamento de Engenharia Rural, da ESALQ-USP, Piracicaba, SP. Trabalhou-se com um injetor com câmara de mistura, conforme esquema ilustrado na Figura 1 e os diâmetros do bocal convergente (d_1) e divergente (d_2) foram de 0,01010 m e 0,01188 m, respectivamente, cuja razão entre os quadrados desses diâmetros, tem-se um valor de 0,723.

O injetor foi confeccionado utilizando-se conexões hidráulicas "tipo T", de PVC, que serviram como câmara de mistura, sendo os bocais convergente e divergente fabricados de tarugos também de PVC, seguindo metodologia descrita por ROJAS (1995).

Os diâmetros nominais de entrada e de saída da tubulação a montante e à jusante do injetor foram de 0,032 m e os ângulos das secções convergente e divergente de 10°. O injetor foi acoplado em série a uma tubulação principal em aço zincado de 0,075 m de diâmetro e por meio de sucessivas reduções até um diâmetro de 0,040 m fixou-se o injetor a uma altura de 1,5 m do solo. Para evitar possíveis interferências nos dados, o nível da água utilizado para o abastecimento da tubulação de sucção foi mantido constante.

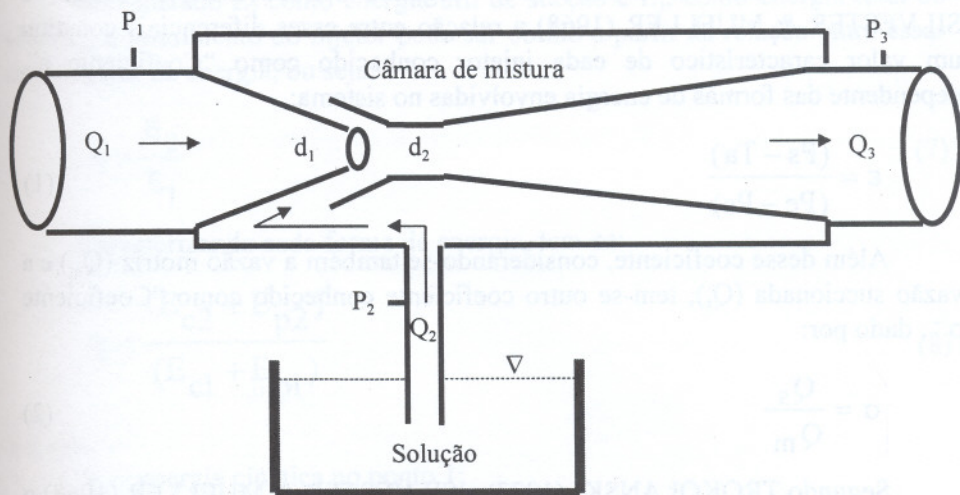


FIGURA 1. Esquema do injetor Venturi com câmara de mistura.

Trabalhou-se com pressões de serviço variando de 98,6 até 343,21 kPa, com incremento de 49,03 kPa, diferentes vazões motrizes, diferenciais de pressão e depressões. As pressões de serviço foram tomadas no ponto delimitado na Figura 1 por (P_1), que foi fixado a uma distância de 0,30 m a montante do injetor e no ponto (P_3), instalado a uma mesma distância à jusante. As depressões foram tomadas no ponto (P_2), instalado na tubulação de sucção e próximo à câmara de mistura.

As pressões de serviço foram medidas com um transdutor de pressão acoplado a indicadores digitais que forneciam os dados diretamente. As depressões foram determinadas com um vacuômetro de coluna líquida, utilizando o mercúrio como líquido vacuométrico. As vazões motrizes e succionadas foram determinadas com dois medidores magnéticos indutivos, que por meio de um conversor de sinal forneciam os valores diretos.

Para avaliar as perdas de carga e os rendimentos, deduziram-se equações partindo de informações citadas por HIRSCHMANN (1958) e SILVESTER & MUELLER (1968).

Na dedução da equação do rendimento, consideraram-se os diferenciais de pressão constituídos pela pressão na tubulação de saída do injetor (P_s) e a depressão na tubulação de sucção (T_a), e o diferencial de pressão obtido pela pressão no ponto imediatamente a montante do injetor (P_e) e a pressão na

tubulação de saída do injetor, (P_s). Segundo HIRSCHMANN (1958) e SILVESTER & MUELLER (1968) a relação entre esses diferenciais constitui um valor característico de cada injetor conhecido como "Coeficiente ε ", dependente das formas de energia envolvidas no sistema:

$$\varepsilon = \frac{(P_s - T_a)}{(P_e - P_s)} \quad (1)$$

Além desse coeficiente, considerando-se também a vazão motriz (Q_m) e a vazão succionada (Q_s), tem-se outro coeficiente conhecido como "Coeficiente σ ", dado por:

$$\sigma = \frac{Q_s}{Q_m} \quad (2)$$

Segundo TROKOLANSKI (1977) e SILVESTER & MUELLER (1968) o produto desses dois coeficientes constitui a base teórica para obter a fórmula geral que fornece o rendimento da maioria dos instrumentos que utilizam esse princípio de funcionamento, ou seja:

$$\eta = \varepsilon \sigma \quad (3)$$

Considerando a diferença entre a pressão na tubulação de saída e a depressão na câmara de mistura ou secção estrangulada do injetor, correspondente a uma altura de elevação H , e diferencial de pressão entre pontos situados na entrada e na secção após o injetor tipo Venturi como h , o coeficiente ε e o rendimento η também podem ser expressos por:

$$\varepsilon = \frac{H}{h} \quad (4)$$

$$\eta = \frac{(Q_s H)}{(Q_m h)} \quad (5)$$

Por sua vez, a vazão total do sistema Q_t , na secção após o injetor tipo Venturi, é dada por:

$$Q_t = Q_m + Q_s \quad (6)$$

Considerando as formas de energia envolvidas no sistema como: energia piezométrica; energia cinética e energia potencial; que estando o injetor instalado horizontalmente, essa última forma anula-se nos pontos considerados restando portanto, apenas as duas primeiras formas.

Considerado E_2 como energia útil de sucção e E_1 , como energia total do sistema, o rendimento do injetor pode ser obtido a partir da relação entre essas duas formas de energia, ou seja:

$$\eta = \frac{E_2}{E_1} \quad (7)$$

Caracterizando cada forma de energia, tem-se:

$$\eta = \frac{(E_{c2} + E_{p2})}{(E_{c1} + E_{p1})} \quad (8)$$

em que,

E_{c1} - energia cinética no ponto 1;

E_{p1} - energia piezométrica no ponto 1;

E_{c2} - energia cinética no ponto 2; e

E_{p2} - energia piezométrica no ponto 2.

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

$$\frac{E_c}{\Delta T} = \frac{mV^2}{2\Delta T} \quad (9)$$

e

$$\frac{E_p}{\Delta T} = \frac{P\theta}{\Delta T} \quad (10)$$

em que,

P - pressão, Pa;

θ - volume do fluido motriz e

ΔT - variação do tempo.

Sendo a massa do fluido (m), dada por:

$$m = \rho\theta \quad (11)$$

em que,

ρ - massa específica dos respectivos fluidos.

A vazão (Q), é dada por:

$$Q = \frac{\theta}{\Delta T} \quad (12)$$

Tem-se:

$$\frac{Ec}{\Delta T} = \frac{\rho \theta V^2}{2 \Delta T} \quad (13)$$

$$\frac{Ec}{\Delta T} = \frac{\rho Q V^2}{2} \quad (14)$$

$$\frac{Ep}{\Delta T} = PQ \quad (15)$$

Fazendo-se pequenas substituições, obtém-se a fórmula geral para o rendimento do injetor, dada por:

$$\eta = \frac{(\rho_2 \frac{Q_2^3}{2A_2^2} + Q_2(P_3 + P_2))}{(\rho_1 \frac{Q_1^3}{2A_1^2} + Q_1(P_1 - P_3))} 100 \quad (16)$$

em que,

η - rendimento do injetor, %;

Q_1 - vazão motriz na secção de entrada, $m^3 s^{-1}$;

Q_2 - vazão de sucção, $m^3 s^{-1}$;

P_1 - pressão de serviço no ponto P_1 , Pa;

P_2 - depressões no ponto P_2 , Pa;

P_3 - pressão num ponto após o injetor, Pa;

A_1 - área da secção no ponto P_1 , m^2 ;

A_2 - área da secção da tubulação de sucção no ponto P_2 , m^2 .

Para deduzir a fórmula que permite avaliar as perdas de carga acidentais do injetor, considerou-se além dos pontos (P_1) e (P_2), o ponto (P_3), na tubulação de saída e imediatamente após o injetor. As equações da energia e da continuidade permitem estabelecer as seguintes relações:

$$E_1 + E_2 = E_3 + hf \quad (17)$$

ou

$$hf = E_1 + E_2 - E_3 \quad (18)$$

em que,

hf - perda de carga entre o ponto a montante e outro ponto à jusante do injetor.

Com procedimentos semelhantes àqueles feitos para obter a fórmula do rendimento, substituindo-se as devidas formas de energia em cada ponto do sistema e considerando também a equação da continuidade tem-se a fórmula geral para avaliar as perdas acidentais no injetor, dada por:

$$hf = \gamma Q_1 \left(\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} \right) + \gamma Q_2 \left(\frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} \right) - \gamma Q_3 \left(\frac{V_3^2}{2g} + \frac{P_3}{\gamma} \right) \quad (19)$$

A eq. 19, pode ser escrita utilizando-se outros parâmetros:

$$hf = \frac{\left[\left(\frac{16\gamma}{\pi^2 2g} \left(\frac{Q_1^3}{D_1^4} + \frac{Q_2^3}{D_2^4} - \frac{Q_3^3}{D_3^4} \right) + Q_1 P_1 + Q_2 P_2 - Q_3 P_3 \right) \right]}{\gamma_3 Q_3} \quad (20)$$

em que,

hf - perda de carga acidental, kPa;

g - aceleração da gravidade local, m s⁻²;

D₁ - diâmetro da tubulação na secção do ponto P₁, m;

D₂ - diâmetro da tubulação na secção do ponto P₂, m;

D₃ - diâmetro da tubulação da secção 3, m;

V₁ - velocidade do fluido na secção do ponto P₁, m s⁻¹;

V₂ - velocidade do fluido na secção do ponto P₂, m s⁻¹; e

V₃ - velocidade do fluido na secção do ponto P₃, m s⁻¹.

Os parâmetros avaliados no trabalho foram: pressões de serviço, diferenciais de pressão entre pontos antes e após o injetor tipo Venturi, vazões e pressões motrizes, perdas de carga acidentais e rendimentos.

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nas Figuras 2 e 3 têm-se as representações gráficas das vazões succionadas com o injetor trabalhando em condições de descarga livre e pressurizada, respectivamente.

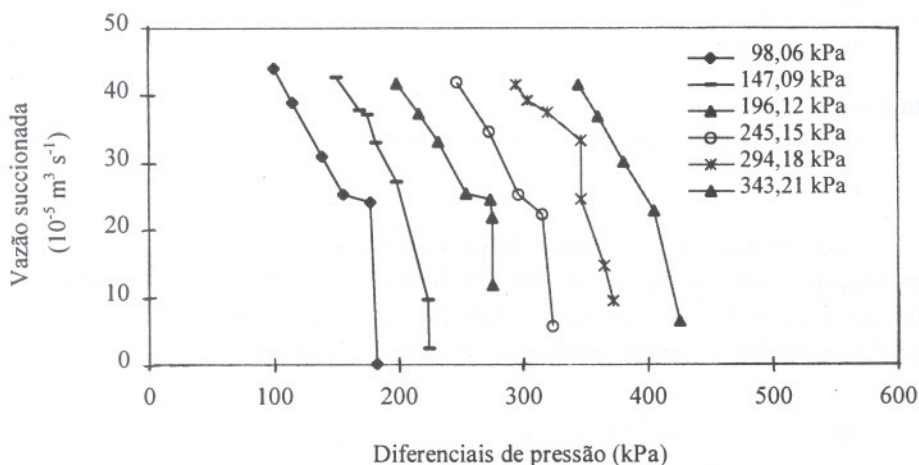


FIGURA 2. Vazões succionadas versus diferenciais de pressão com o injetor trabalhando em condições de descarga livre e nas diferentes pressões de serviço.

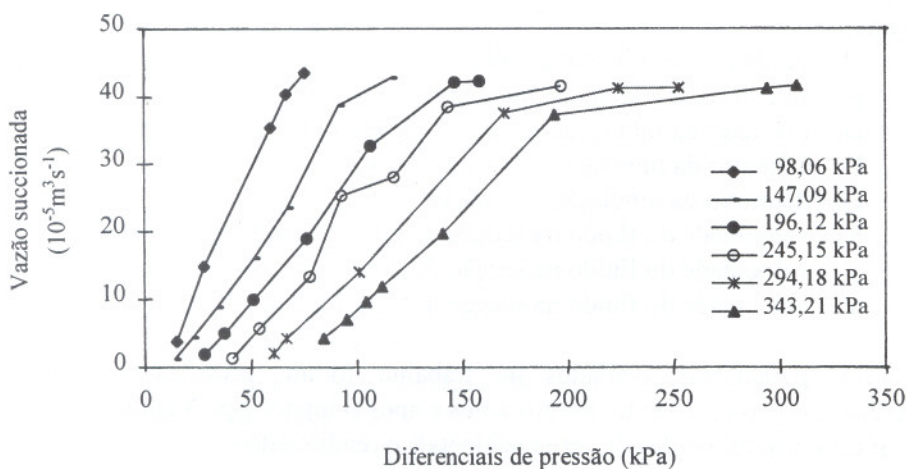


FIGURA 3. Vazões succionadas versus diferenciais de pressão entre um ponto imediatamente a montante do injetor e outro ponto imediatamente a jusante, com o injetor trabalhando em condições de descarga pressurizada e nas diferentes pressões de serviço.

Nas condições de descarga livre, as vazões succionadas e os demais parâmetros foram avaliados em função do diferencial de pressão obtido entre um ponto imediatamente a montante do injetor e um ponto na câmara de mistura. Definiu-se esse diferencial de pressão em razão da pressão no final da tubulação de saída do injetor ter sido aproximadamente nula. Já, para o injetor trabalhando em condições de descarga pressurizada, o diferencial de pressão considerado foi entre um ponto imediatamente a montante do injetor e outro ponto instalado na tubulação imediatamente à jusante.

Analisando as curvas das Figuras 2 e 3 observa-se que dependendo do tipo de funcionamento do injetor ou do diferencial de pressão considerado, têm-se diferentes comportamentos das vazões succionadas no funcionamento do injetor. Enquanto no primeiro caso as vazões succionadas diminuíram com o aumento dos diferenciais de pressão, no segundo houve um aumento desse parâmetro com o aumento do diferencial de pressão considerado.

Uma possível razão para a redução das vazões succionadas, em função do diferencial de pressão quando o injetor funcionou em condições de descarga livre, é o aumento das depressões na câmara de mistura que a cada incremento dificulta as condições de funcionamento com a ocorrência mais expressiva do fenômeno da cavitação.

Funcionando em condição de descarga livre, a cada incremento das depressões, o limite operacional do equipamento mais se aproxima do seu limite extremo, condicionado pela interferência dos outros parâmetros hidráulicos. Isso pode ser observado na Figura 1, onde o limite operacional tornou-se bem mais restrito à medida que a pressão de serviço foi aumentando.

Sob condição de descarga pressurizada, as maiores vazões succionadas foram obtidas quando o injetor trabalhou com pressões de serviço menores. Essa confirmação condiz com as afirmações de OLIVEIRA (1993) que observou melhor funcionamento do injetor nas pressões de serviço de até 196,12 kPa. Essa constatação é importante, pois pode facilmente definir o limite de funcionamento do injetor.

Nas condições de descarga pressurizada, embora as vazões succionadas tenham reduzido com o aumento dos diferenciais de pressão, o funcionamento do injetor se deu em condição de pressão e de diferencial de pressão mais elevada. Isso, indica que seu limite operacional foi ampliado com o aumento das pressões de serviço. Esse fato mostra que conhecendo-se esse comportamento, pode-se estabelecer se o injetor deve operar com maior rendimento e numa baixa pressão de serviço, ou trabalhar com rendimentos menores, porém, com pressões de serviço mais elevadas.

Como na quimigação o rendimento do injetor nem sempre é o aspecto mais importante, pois pode ser compensado com possíveis mudanças na concentração dos produtos a serem aplicados, possivelmente a alternativa de trabalhar com menor rendimento, porém, com uma maior pressão de serviço, deve ser a opção mais coerente.

Com relação às perdas de carga, observa-se nas Figuras 4 e 5 que para um mesmo tipo de funcionamento do injetor, a variação foi pequena com o aumento da pressão de serviço. Já, considerando as diferentes formas de funcionamento do injetor, houve diferenças mais acentuadas para essa condição. Em condição de descarga livre, as perdas de carga foram mais elevadas para uma mesma pressão. Isso possivelmente se deve em razão de toda energia do sistema ter sido transformada no espaço entre um ponto a montante do injetor e o ponto na tubulação de descarga.

Quando foram analisados os dados obtidos das perdas de carga média com o injetor trabalhando em condição de descarga livre, constatou-se um porcentual correspondente a 85% da pressão de serviço. Já, na condição pressurizada, esse porcentual foi reduzido para 32,4% da pressão de serviço, corroborando com as afirmações de SHANI (1983) e DASBERG & BRESLER (1985), que citam valores entre um terço a 50% da pressão de serviço. Em termos quantitativos, o valor médio foi 150,06 kPa para a condição de descarga livre e 73,74 kPa para o injetor trabalhando em condição de descarga pressurizada.

Analisando as curvas dos rendimentos das Figuras 6 e 7, observa-se que para cada pressão de serviço houve um aumento gradativo desse parâmetro até alcançar um valor máximo e em seguida teve-se uma redução. O rendimento médio com o injetor funcionando em condições de descarga livre foi 6,4%, enquanto para a condição de descarga pressurizada, esse valor foi 27,0%. Os maiores rendimentos foram obtidos com o equipamento funcionando em condições de descarga pressurizada e nas pressões de serviço mais baixas, o que mostra que esse parâmetro está diretamente relacionado com o tipo de funcionamento do injetor e com a forma de energia utilizada no sistema, corroborando com as afirmações de SILVESTER & MUELLER (1968).

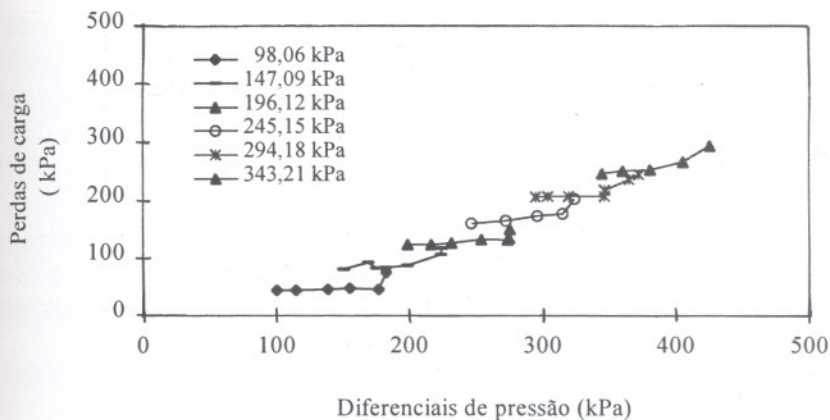


FIGURA 4. Perdas de carga versus diferenciais de pressão entre um ponto imediatamente a montante do injetor e outro ponto imediatamente a jusante com o injetor trabalhando em condições de descarga livre e nas diferentes pressões de serviço.

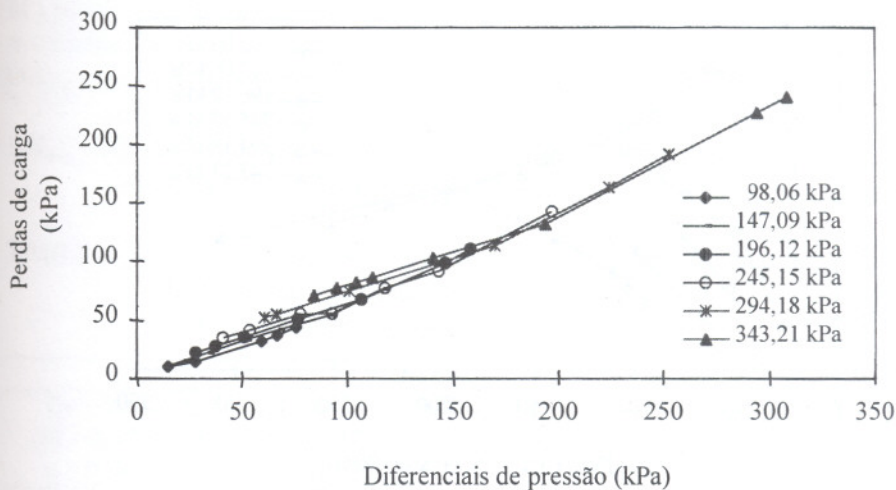


FIGURA 5. Perdas de carga versus diferenciais de pressão entre um ponto imediatamente a montante do injetor e outro ponto imediatamente a jusante com o injetor trabalhando em condições de descarga pressurizada e nas diferentes pressões de serviço.

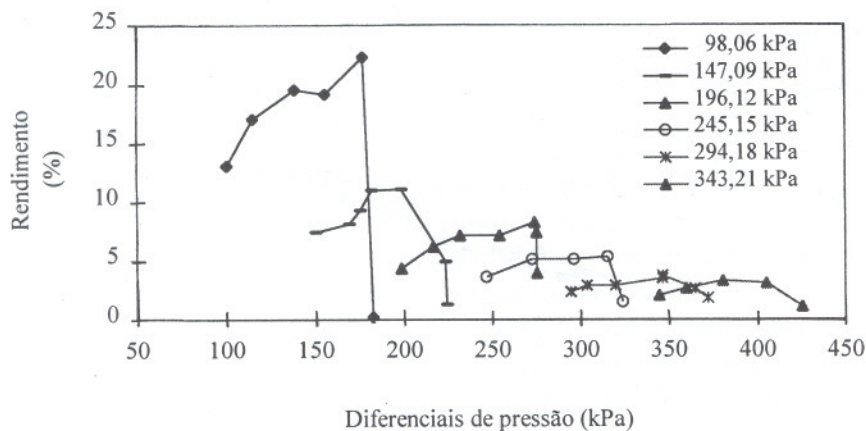


FIGURA 6. Rendimentos versus diferenciais de pressão com o injetor trabalhando em condições de descarga livre e nas diferentes pressões de serviço.

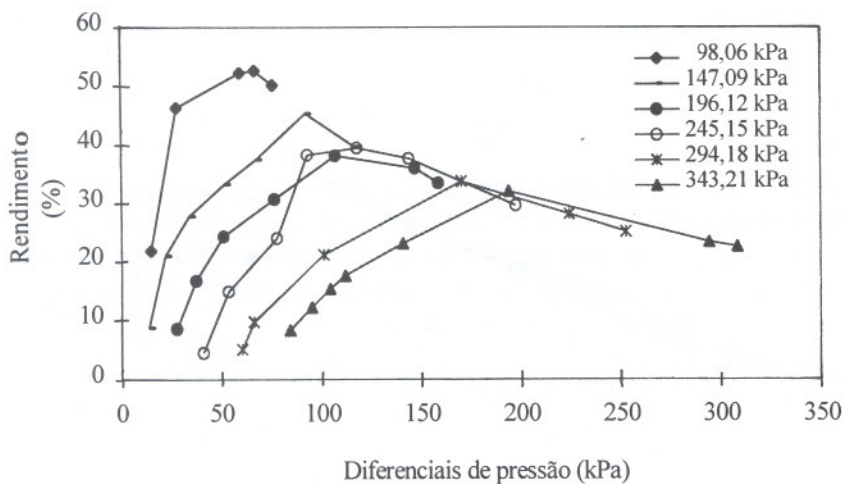


FIGURA 7. Rendimentos versus diferenciais de pressão entre um ponto imediatamente a montante do injetor e outro ponto imediatamente à jusante, com o injetor trabalhando em condições de descarga pressurizada e nas diferentes pressões de serviço.

Os dados das vazões succionadas, perdas de carga e dos rendimentos foram analisados em função dos diferenciais de pressão considerados, utilizando-se um programa de computador que definiu para cada condição, as equações de regressão que apresentaram melhores ajustes. Na maioria dos casos, os modelos das equações seguiram funções polinomiais quadráticas com níveis de significância de 1%, cujas equações estão apresentadas nas Tabelas 1 e 2. As equações mostraram representar adequadamente o comportamento dos parâmetros avaliados e o uso delas pode facilitar o acompanhamento do desempenho desses equipamentos, o que pode ajudar nas avaliações práticas do funcionamento desses injetores.

TABELA 1. Vazões succionadas, perdas de carga e rendimentos com o injetor funcionando em condições de descarga livre, trabalhando com diferentes pressões de serviço.

Equações	R ²
$Q_s = 0,2309 \text{ Dif}_{(1-2)} - 0,00041 \text{ Dif}_{(1-2)}^2 + 0,4683 \text{ Dif}_{(2-3)} + 0,0062 \text{ Dif}_{(2-3)}^2$	0,9522
$hf = 0,7093 \text{ Dif}_{(1-2)} + 0,00031 \text{ Dif}_{(1-2)}^2 - 1,3485 \text{ Dif}_{(2-3)} + 0,0063 \text{ Dif}_{(2-3)}^2$	0,9978
$\eta = -0,06442 \text{ Dif}_{(1-2)} + 0,00004 \text{ Dif}_{(1-2)}^2 + 0,6407 \text{ Dif}_{(2-3)} - 0,0044 \text{ Dif}_{(2-3)}^2$	0,7891

Q_s - vazão succionada, $10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$;

hf - perda de carga, kPa;

η - rendimento, %;

$\text{Dif}_{(1-2)}$ - diferencial de pressão entre um ponto imediatamente a montante do injetor e um ponto na câmara de mistura, kPa;

$\text{Dif}_{(2-3)}$ - diferencial de pressão entre um ponto na câmara de mistura e um ponto imediatamente à jusante do injetor, kPa.

TABELA 2. Vazões succionadas, perdas de carga e rendimentos com o injetor funcionando em condições de descarga pressurizada, trabalhando com diferentes pressões de serviço.

Equações	R ²
$Q_s = 0,4373 \text{ Dif}_{(1-2)} - 0,0007 \text{ Dif}_{(1-2)}^2 - 0,3733 \text{ Dif}_{(2-3)} + 0,0005 \text{ Dif}_{(2-3)}^2$	0,9240
$hf = 0,6783 \text{ Dif}_{(1-2)} - 0,00019 \text{ Dif}_{(1-2)}^2 - 0,8070 \text{ Dif}_{(2-3)} + 0,0004 \text{ Dif}_{(2-3)}^2$	0,9960
$\eta = 0,3884 \text{ Dif}_{(1-2)} - 0,00083 \text{ Dif}_{(1-2)}^2 - 0,0808 \text{ Dif}_{(2-3)} - 0,00016 \text{ Dif}_{(2-3)}^2$	0,8560

CONCLUSÕES

- O funcionamento e o desempenho do injetor mostraram-se diretamente relacionados com o tipo de funcionamento e com o diferencial de pressão considerados no sistema. As vazões succionadas com o injetor funcionado em condição de descarga livre, diminuíram com o aumento do diferencial de pressão entre um ponto instalado a montante do injetor e um ponto na câmara

de mistura. Já, para o injetor funcionando em condição de descarga pressurizada, houve aumento desse parâmetro, porém considerando o diferencial de pressão entre um ponto instalado a montante do injetor e outro ponto instalado imediatamente à jusante;

- No funcionamento em condições de descarga livre, grande parte da energia do sistema foi transformada até o ponto de descarga o que fez as perdas de carga média corresponderem à 85% da pressão de serviço, enquanto na condição pressurizada, esse porcentual foi reduzido para 32,4% da pressão de serviço;

- Os maiores rendimentos foram obtidos com o equipamento funcionando em condições de descarga pressurizada e nas pressões de serviço mais baixas, porém o limite operacional do injetor aumentou à medida que os diferenciais de pressão foram também aumentados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BASTOS, F. de A. *Problemas de mecânica dos fluidos*. Rio de Janeiro: Guanabara/Koogan. 1983. 483p.
- DASBERG, S., BRESLER, E. Drip system components. In: ____. *Drip irrigation manual*. Bet Dagan, 1985. p.17-30.
- FERREIRA, J.O.P. *Características hidráulicas de dois injetores de fertilizantes tipo Venturi*. Piracicaba, 1994, 77p. Dissertação (Mestrado em Agronomia, área de concentração Irrigação e Drenagem). Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz", Universidade de São Paulo.
- HIRSCHMANN, J. *Bombas características y aplicación*. Santiago-Chile: Universitária. 1958. cap.4, p.85-139.
- KRIVCHENKO, G. *Hidraulic machines: turbines and pumps*. New York: Lewis Publishers, 1994. 414p.
- LI, A. SCHMIDT, T.K. Parallel staged jet pump for fertilizer injection. In: *International Drip/Trickle Irrigation Congress*, 3, 1985, Fresno, Califórnia, USA. *Proceedings*.... p.615-21.
- OLIVEIRA, E.F. *Análise do desempenho de hidro-ejetores funcionando como bomba de vácuo*. Piracicaba. 1993. 63p. Dissertação (Mestrado Agronomia, área de concentração Irrigação e Drenagem). Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz", Universidade de São Paulo.
- ROJAS, R.N.Z. *Desenvolvimento e avaliação de dois injetores de fertilizantes tipo Venturi*. Piracicaba, 1995. 67p. Dissertação (Mestrado em Agronomia,

área de concentração Irrigação e Drenagem). Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz", Universidade de São Paulo.

SHANI, M. *La fertilizacion combinada com el riego*. Israel: Ministério de Agricultura, 1983. 36p.

SILVESTER, R., MUELLER, N.G. Design data for the liquid-liquid jet pump. *Journal of Hydraulic Research*. International Association for Hydraulic Research. London, v.6, n.2, p.129-61, 1968.

THREADGILL, E.D., EISENHAUER, D.E., YOUNG, J.R., BAR-YOSEF, B. Chemigation. In: *Management of farm irrigation systems*. San Joseph, American Society of Agricultural Engineers, 1992. p.749-80.

TROSKOLANSKI, A.T. *Dispositifs d'appareils a jet: Les turbopompes: théorie, tracé et construction*. Paris: Eyrolles, v.16, p.329-33, 1977.