

LIMITE OPERACIONAL DE INJETORES TIPO VENTURI EM FUNÇÃO DE SUAS DIMENSÕES E DOS DIFERENCIAIS DE PRESSÃO

J. C. Feitosa Filho¹; T. A. Botrel²; N. T. de Arruda³; J. M. Pinto⁴; F. C. Mendonça⁵

RESUMO

Um experimento foi instalado no Laboratório de Hidráulica da ESALQ/USP visando avaliar o limite operacional de injetores tipo Venturi em função das dimensões desses injetores e dos diferenciais de pressão disponíveis no sistema. Trabalhou-se com quatro injetores operando em diferentes condições hidráulicas. Dentre os resultados constatou-se que o início do funcionamento desses injetores deu-se próximo aos 10% dos diferenciais de pressão em relação as pressões de serviço, e que o final do funcionamento deu-se entre 55% e 60% desse referencial. As dimensões dos injetores influenciaram mais seus limites operacionais e desempenho que as pressões de serviço. As vazões succionadas, as perdas de carga e os rendimentos quando avaliados em funções dos diferenciais de pressão apresentaram melhores ajustes seguindo modelos de funções polinomiais quadráticas.

Palavras Chave: quimigação, injetores tipo Venturi, fertirrigação.

OPERATIONAL LIMIT OF VENTURI TYPE INJECTORS IN FUNCTION OF ITS DIMENSIONS AND OF THE PRESSURE DIFFERENTIAL

SUMMARY

An experiment was installed in the Laboratory of Hydraulics of ESALQ/USP seeking to evaluate the operational limit of Venturi type injectors in function of the dimensions of those injectors and of the you pressure differential available in the system. Its worked him with four injectors operating in different hydraulic conditions. Among the results was verified that the beginning of the operation of those injectors occurred close at the 10% of the you pressure differential in relations the service pressures, and that the end of the operation gave him among 55% and 60% of that referencial. The dimensions of the injectors influenced more its operational limits and efficiency that the service pressures. The suctions flow, the head losses and the efficiency when evaluated in functions of the you pressure differential they presented better fittings following models of functions quadratic polynomials.

Key words: chemigation, Venturi type injectors, fertigation.

1. Prof. do DSER/CCA/UFPB. (083) 362.2300, Ramal 30, Areia-PB; CEP: 58.397-000.

2. Prof. do DER/ESALQ/USP. Piracicaba-SP. CEP: 13.400-000.

3. Prof. do DSER/CCA/UFPB. Areia-PB.

4. Pesquisador do CPATSA/EMBRAPA. Petrolina-PE.

5. Aluno de Pós-graduação em Irrigação e Drenagem no DER/ESALQ/USP. Piracicaba-SP.



INTRODUÇÃO

O injetor tipo Venturi é um dos instrumentos mais utilizados para aplicar produtos químicos através da água de irrigação. Essa aceitação deve-se as facilidades no manuseio, custo relativamente baixo e eficiência admissível nesse tipo de trabalho. Se os parâmetros que influem no seu funcionamento forem mantidos constantes, ele condiciona taxas de injeção dos produtos constantes na água de irrigação. Como limitações, têm-se as altas perdas de carga, que segundo Shani (1983) e Burt et al. (1995), podem alcançar 30% ou mais da pressão de serviço e, reduzido limite operacional específico de cada injetor, o que dificulta sua utilização em outras condições hidráulicas.

Quando se discute as vantagens e/ou limitações desse injetor, normalmente depara-se com o questionamento para se saber a partir de qual valor para o diferencial de pressão, que o injetor começa a funcionar e, até que ponto ele pode funcionar adequadamente, numa determinada pressão de serviço. Visando obter respostas para este questionamento, o trabalho teve como objetivos: testar injetores operando em diferentes condições de serviço e quantificar esses parâmetros, a fim de servir como subsídios aqueles interessados nesse assunto.

MATERIAL E MÉTODOS

O trabalho foi realizado no Laboratório de Hidráulica da Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz", Piracicaba-SP. Utilizou-se quatro injetores com câmara de mistura, cujas dimensões dos diâmetros desses instrumentos e demais componentes estão no Quadro 1.

Quadro 1. Dimensões dos injetores e dos seus componentes utilizados nos testes.

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 entre os quadrados dos diâm. dos bocais
40	34,9	31,10	26,20	12,37	17,88	0,506
32	26,9	24,40	24,20	10,01	11,78	0,722
25	18,67	19,00	20,40	7,70	9,30	0,685
20	17,10	12,90	17,20	6,03	6,70	0,987

Os injetores foram submetidos a dez pressões de serviço variando de 147,09 kPa até 686,42 kPa, com incremento de 49,03 kPa, diferentes diferenciais de pressão e vazões motrizes. As pressões de serviço e os diferenciais de pressão foram determinados com um transdutor de pressão. As depressões, com um vacuômetro de coluna líquida. As vazões motrizes e succionadas foram determinadas com medidores magnéticos indutivo. Os parâmetros avaliados foram: as vazões succionadas, as perdas de carga e os rendimentos, em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor e a porcentagem das perdas de carga em relação aos respectivos diferenciais de pressão. Para avaliar os rendimentos e as perdas de carga utilizou-se as equações deduzidas por Feitosa Filho et al. (1996).

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para analisar o início e final do funcionamento dos injetores definiu-se um referencial correspondente ao porcentual dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto instalado a montante do injetor e outro a sua jusante, em relação às pressões de serviço. As porcentagens médias dos diferenciais de pressão necessários para o início e final do funcionamento foram de 26,12%, 36,00%, 42,98% e 34,88% para os injetores de diâmetros de entrada e de saída de 20 mm, 25 mm, 32 mm e 40 mm, respectivamente.

As Figuras 1(a), 1(b), 1(c) e 1(d) apresentam os gráficos do início e final das vazões succionadas em função desse referencial, para os diferentes injetores trabalhando nas pressões de serviço de 196,12 kPa, 392,24 kPa e 588,36 kPa. Analisando as curvas representativas para o início dessas vazões, constata-se que o funcionamento de todos os injetores, procedeu-se entre 8 e 10% dos diferenciais de pressão e que o final da sucção deu-se entre 55 e 60% desse referencial, com exceção para o injetor de 32 mm que foi em torno de 75%.

Avaliando os valores das vazões succionadas pelos diferentes injetores constata-se pequena variação entre elas dentro dos respectivos limites operacionais. Isso mostra, que o limite operacional é específico e determinante de cada equipamento, corroborando com as afirmações de Shani (1983). Quando se avalia as vazões succionadas pelos diferentes injetores, nas diferentes pressões de serviço, constata-se que nem sempre o injetor de maior dimensão, condicionou as maiores vazões succionadas. Isso, mostra que além das dimensões do injetor, outros parâmetros hidráulicos influem no processo de sucção.

A Figura 2(a), 2(b) e 2(c), apresentam as representações gráficas das vazões succionadas; das perdas de carga e dos rendimentos com os dados do injetor de 32 mm em função dos diferenciais de pressão. Os dados desse injetor apresentaram comportamentos semelhantes aos demais e as vazões succionadas diminuíram à medida que os diferenciais de pressão aumentaram. Isso porém, não procedeu-se de forma linear como aconteceu com as perdas de carga.

Quando considerou-se os dados dos injetores trabalhando em todas as pressões de serviço, a vazão succionada média para o injetor de 32 mm foi de $0,000239 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ e seu rendimento médio foi de 18,47%, com valores máximos e mínimos de 39,12% e 8%. Já para o injetor de 40 mm, esses valores foram de $0,000286 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$, rendimento médio de 12,90% e valores máximos e mínimos de 28,89% e 1,94%, operando na pressão de serviço de 294,18 kPa.

As perdas de carga foram maiores nas pressões de serviço mais elevadas e nos injetores de maiores dimensões. Elas diminuíram à medida que os diferenciais de pressão aumentaram, resultados que vão ao encontro daqueles obtidos por Ferreira (1994). Esse resultado, deve-se provavelmente, a influência do aumento das vazões motrizes nos injetores de maiores dimensões e diretamente um aumento da velocidade do fluido no interior do injetor e, maior gasto de energia consumida nessas perdas, corroborando com as observações de Burt et al. (1995) e Mueller (1964).

Quanto aos rendimentos, houve nas pressões de serviço mais baixas e nos menores diferenciais de pressão, valores maiores desse parâmetro, fato que não aconteceu com o limite operacional que aumentou à medida que os diferenciais de

pressão foram também aumentando, resultados que corroboram com aqueles obtidos por Ferreira (1994) e Feitosa Filho et al. (1996).

Analisando-se o comportamento das curvas dos rendimentos nas diferentes pressões de serviço, observa-se maior influência devido às dimensões dos injetores que em relação as pressões de serviço, resultados que vão de encontro com aqueles obtidos por Kundu et al. (1997). Avaliando as curvas dos rendimentos com as curvas representativas das vazões succionadas, constata-se comportamentos semelhantes. Isso mostra que esses parâmetros atuam correlacionados e sua avaliação conjunta se faz necessária nas análises do desempenho desses injetores. Os dados dos parâmetros analisados por meio de regressão em função dos diferenciais de pressão, apresentaram melhores ajustes seguindo modelos de funções polinomiais quadráticas com níveis de significância de 1%, cujos resultados estão nas Tabelas 1; 2; 3 e 4.

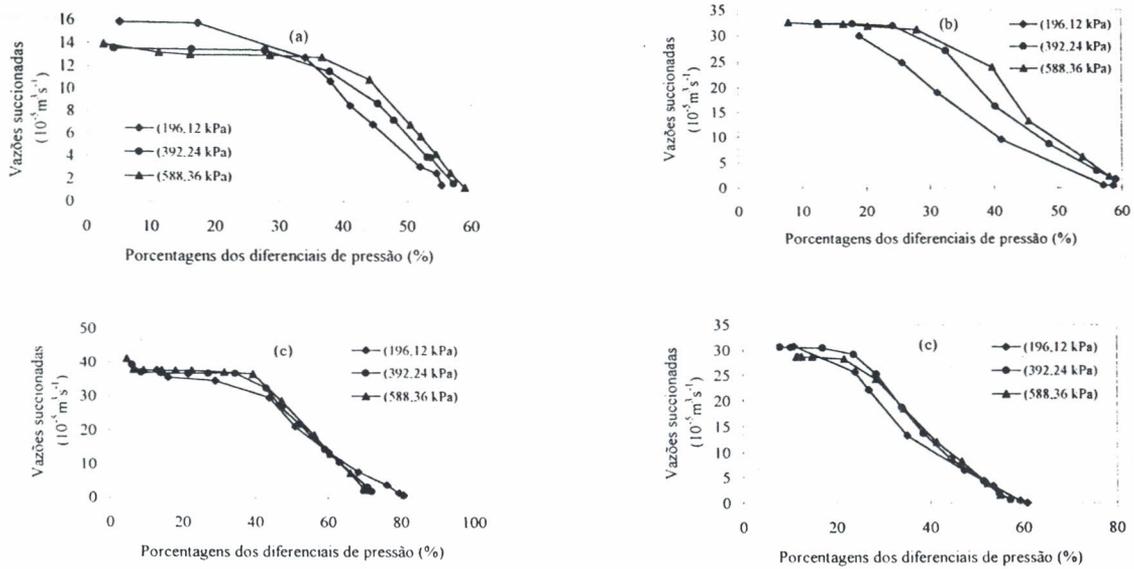


Figura 1. Vazões succionadas em função das porcentagens dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e outro imediatamente a jusante do injetor em relação às pressões de serviço com os injetores de 20 mm (a), 25 mm (b), 32 mm (c) e 40 mm (d).

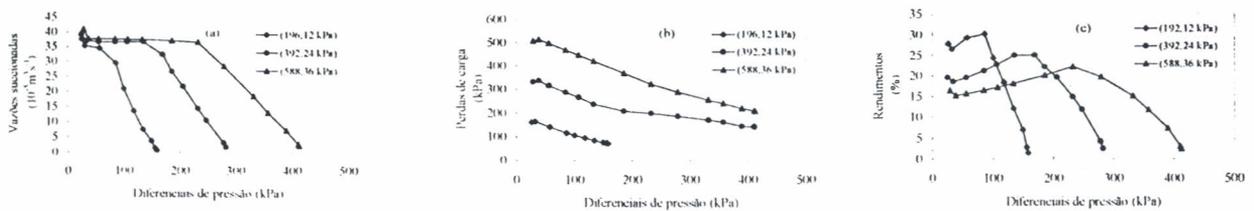


Figura 2. Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) em função dos diferenciais de pressão entre um ponto na câmara de mistura e outro imediatamente a jusante do injetor de 32 mm, trabalhando nas diferentes pressões de serviço.

Tabela 1. Equações de regressão com o injetor de 20 mm em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor, nas diferentes pressões de serviço.

Modelos*	R ²
$Qs^{**} = 0,066513 \text{ Dif}_1 - 0,000055 \text{ Dif}_1^2 - 0,064846 \text{ Dif}_2 + 0,000053 \text{ Dif}_2^2$	0,8888
$hf = 0,803287 \text{ Dif}_1 + 0,000021 \text{ Dif}_1^2 - 0,844747 \text{ Dif}_2 + 0,000196 \text{ Dif}_2^2$	0,9978
$\eta = 0,143278 \text{ Dif}_1 - 0,000158 \text{ Dif}_1^2 - 0,073001 \text{ Dif}_2 + 0,000061 \text{ Dif}_2^2$	0,7909

* Qs: vazões succionadas; hf: perdas de carga; η : rendimentos; Dif₁: diferenciais de pressão entre um ponto antes do injetor tipo Venturi e outro na câmara de mistura; Dif₂: diferenciais de pressão entre um ponto pós injetor e outro na câmara de mistura; Dif₃: diferencial entre um ponto a montante do injetor e outro a sua jusante. ** Vazões em (10⁻⁵ m³ s⁻¹).

Tabela 2. Equações de regressão com o injetor de 25 mm em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor, nas diferentes pressões de serviço.

Modelos	R ²
$Qs = 0,156755 \text{ Dif}_3 - 0,000109 \text{ Dif}_3^2 - 0,230618 \text{ Dif}_2 + 0,000248 \text{ Dif}_2^2$	0,9409
$hf = 0,722647 \text{ Dif}_3 + 0,00004 \text{ Dif}_3^2 - 0,627202 \text{ Dif}_2 + 0,000081 \text{ Dif}_2^2$	0,9981
$\eta = 0,204369 \text{ Dif}_3 - 0,000189 \text{ Dif}_3^2 - 0,245653 \text{ Dif}_2 + 0,000336 \text{ Dif}_2^2$	0,8535

Tabela 3. Equações de regressão com o injetor de 32 mm em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e um ponto a jusante do injetor nas diferentes pressões de serviço.

Modelos	R ²
$Qs = 0,220469 \text{ Dif}_3 - 0,000255 \text{ Dif}_3^2 - 0,057792 \text{ Dif}_2 - 0,000044 \text{ Dif}_2^2$	0,9715
$hf = 0,786236 \text{ Dif}_3 + 0,000145 \text{ Dif}_3^2 + 0,044363 \text{ Dif}_2 + 0,000085 \text{ Dif}_2^2$	0,9994
$\eta = 0,156487 \text{ Dif}_3 - 0,000228 \text{ Dif}_3^2 + 0,006662 \text{ Dif}_2 - 0,000128 \text{ Dif}_2^2$	0,9003

Tabela 4. Equações de regressão com o injetor de 40 mm em função dos diferenciais de pressão obtidos entre um ponto na câmara de mistura e outro a jusante do injetor, nas diferentes pressões de serviço.

Modelos	R ²
$Qs = 0,150611 \text{ Dif}_3 - 0,000112 \text{ Dif}_3^2 - 0,221491 \text{ Dif}_2 + 0,000251 \text{ Dif}_2^2$	0,9524
$hf = 0,82090 \text{ Dif}_3 + 0,000025 \text{ Dif}_3^2 - 0,902047 \text{ Dif}_2 + 0,000207 \text{ Dif}_2^2$	0,9970
$\eta = 0,05216 \text{ Dif}_3 - 0,000052 \text{ Dif}_3^2 - 0,048259 \text{ Dif}_2 + 0,000055 \text{ Dif}_2^2$	0,8646

CONCLUSÕES

- constatou-se que o início de funcionamento dos injetores procedeu-se em torno de 8 e 10% das porcentagens dos diferenciais de pressão em relação as pressões de serviço e, que esses limites, alcançaram em torno de 55 e 60% desse referencial;

- houve pequena variação do limite operacional quando se considera os dados de um mesmo injetor nas diferentes condições de serviço, porém, houve diferenças maiores quando são considerados os valores obtidos para injetores distintos, o que comprova que o limite operacional é específico e determinante de cada equipamento;
- as dimensões do injetor interferiram no desempenho, porém, nem sempre os injetores de maiores dimensões, apresentaram melhor eficiência;
- os dados analisados por regressão apresentaram melhores ajustes seguido modelos de funções polinomiais quadráticas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Burt, C.; O'connor, K.; T. Ruehr, 1995. Fertigation. San Luis Obispo: California Polytechnic State University, Irrigation Training and Research Center. 295 pp.

Feitosa Filho, J.C.; Botrel, T.A.; Pinto, J.M.; A.B. Heinemann. 1996. Influência da relação entre bocais de entrada e de saída no desempenho de injetores tipo Venturi dotados com câmara de mistura. IV Congreso argentino de ingeniería rural, ; II Congreso internacional de ingeniería rural, 2., Neuquen, Argentina. Memorias. Neuquen: Universidad Nacional del Comahue. 1:365-371.

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

Kundu, G.; Mukhrjee, D.; A. Mitra. 1997. Ejector performance in a co-current gas-liquid downflow bubble column. The Canadian Journal of Chemical Engineering. 75: 956-963.

Mueller, N.H.G. 1964. Water jet pump. Journal of the Hydraulics Division, 90: 83-113.

Shani, M. 1983. La fertilización combinada con el riego. Tel-Aviv: Ministerio de Agricultura de Israel, Servicio de Extensión. 36pp.

In: BALBUENA, R.H.; BENEZ, S.H.; JORAJURIA, D., ed. Avances en el manejo del suelo y agua en la ingeniería rural latinoamericana. La Plata: Editorial de la UNLP, 1998. p. 226-231.