

INFLUÊNCIA DA RELAÇÃO ENTRE OS DIÂMETROS DOS BOCAIS NO DESEMPENHO DE INJETORES TIPO VENTURI

J.C. FEITOSA FILHO¹, T.A. BOTREL², J.M. PINTO³, A. B. HEINEMANN⁴

RESUMO: Um experimento foi instalado no Laboratório de Hidráulica da ESALQ-USP para avaliar a influência da relação entre os diâmetros dos bocais no desempenho de injetores tipo Venturi. Trabalhou-se com um injetor sem câmara de mistura e com três injetores de relação entre os diâmetros dos bocais 0,509; 0,723 e 0,932 fabricados em PVC e operando com diferentes vazões motrizes e pressões de serviço. Os resultados comprovaram que essas relações influíram no desempenho desse tipo de injetor, principalmente no que diz respeito às vazões succionadas e nos rendimentos. A velocidade do fluido motriz no interior da câmara de mistura foi o parâmetro que diretamente interferiu no aumento das vazões succionadas e nos rendimentos com o injetor de menor relação. Os rendimentos com o injetor sem câmara de mistura variaram de 0,57 a 6,86% e para os demais injetores teve-se uma seqüência de 0,21 a 46,41%; 5,15 a 33,72% e de 6,50 a 24,96%, respectivamente.

PALAVRAS-CHAVE: quimigação, injetores tipo Venturi, fertirrigação.

INFLUENCE OF THE RELATION BETWEEN NOZZLE DIAMETERS IN PERFORMANCE OF VENTURI INJECTORS

SUMMARY: An experiment was installed in the Hydraulic Laboratory of the University of São Paulo, Piracicaba, Brazil, with a purpose of evaluating the influence of the relation between the diameters of the nozzles in the acting of Venturi injectors. It was used an injector without mixing chamber and three injectors with relation between the diameters of the nozzles of 0.509; 0.723 and 0.932, manufactured in PVC and operating with different motive flows and service pressures. The results checked that those relations influenced in the acting of those injectors, mainly, respected to the suction flow and efficiency. The velocity of the motive fluid inside the mixing chamber was shown as the parameter that directly interferes in the increasing of the suction flow and on the efficiency with the injector of smaller relations. The efficiency with the injector without mixing chamber varied from 0.57 to 6.86% and for the other injectors the corresponding sequence was: 0.21 to 46.41%; 5.15 to 3.72% and from 6.50 to 24.96%, respectively.

KEYWORDS: chemigation, Venturi injectors, fertigation.

¹ Prof. do DSER/CCA/UFPPB, Areia, PB, (083) 362. 2300, Ramal 30.

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

³ Pesquisador do CPATSA/EMBRAPA, Petrolina, PE.

⁴ Aluno de Pós-graduação no DER/ESALQ/USP.

Recebido pelo Conselho Editorial em: 24/9/96

Aprovado pelo Conselho Editorial em: 14/9/98

INTRODUÇÃO

Dentre as vantagens da irrigação pressurizada está a possibilidade de se fazer a distribuição de produtos químicos como fertilizantes, herbicidas, inseticidas, fungicidas, etc., por meio da água de irrigação. Para introduzir a solução na água de irrigação é necessário que o sistema de irrigação seja dotado de um injetor que pode variar segundo as formas de energia utilizada para seu funcionamento, preço e eficiência.

O injetor tipo Venturi é um equipamento que utiliza pressão efetiva negativa, é de fácil manuseio e possui custo relativamente baixo se comparado com outros tipos. Como desvantagens, tem-se o baixo rendimento e elevada perda de carga que segundo SHANI (1983) e DASBERG & BRESLER (1985), pode variar de um terço a metade da pressão de serviço. Geralmente é confeccionado em PVC, polipropileno ou em metal. Possui uma seção convergente seguida de uma seção estrangulada e de uma seção divergente gradual para igual diâmetro da tubulação à qual ele está conectado.

Os modelos mais comuns desse tipo de injetor são aqueles dotados de câmara de mistura envolvendo as seções convergente e divergente do injetor. A seção convergente termina num bocal de área (A_1) inserido em outra seção também circular de área (A_2), maior que a área do bocal anteriormente citado. O conjunto dessas peças formam o corpo do injetor, conforme esquema da Figura 1.

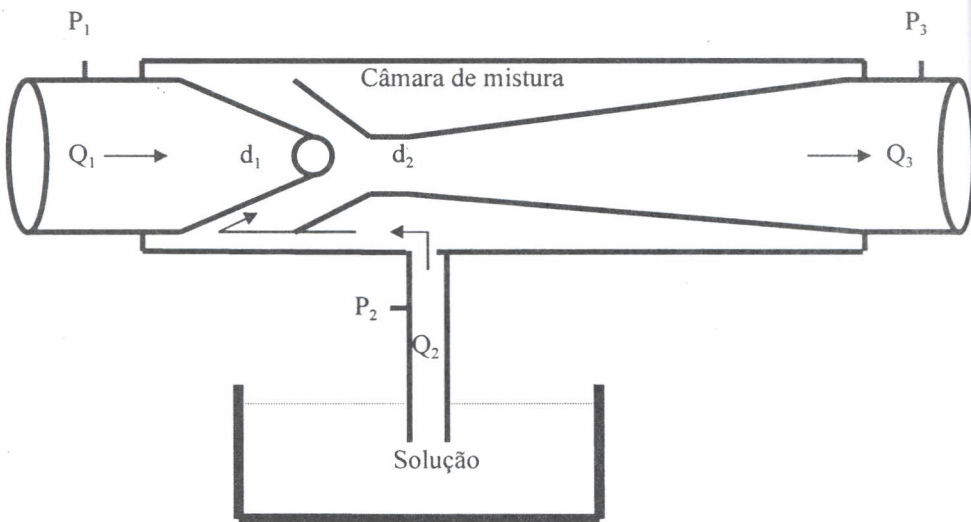


FIGURA 1. Esquema do injetor Venturi com câmara de mistura.

HIRSCHMANN (1958) e TROSKOLÁNSKI (1977) afirmam que a relação entre a área do bocal convergente (A_1) e a área do bocal divergente (A_2) constitui

característica peculiar de cada injetor, conhecida como relação m , podendo variar de 0,5 a 1,0. Teoricamente essa relação é dada por:

$$m = \frac{A_1}{A_2} \quad (1)$$

Confirmando a importância dessa relação no funcionamento do injetor, espera-se que conhecendo-se relações que proporcionem melhor rendimento seja possível determinar quais os diâmetros dos bocais para confecção de injetores, contribuindo portanto, na construção e no manejo mais adequado desse instrumento de uso em diferentes atividades.

THREADGILL et al. (1992) citam que o funcionamento do injetor tipo Venturi depende de parâmetros hidráulicos inter-relacionados e que o injetor pode apresentar maior ou menor desempenho se cada um desses parâmetros forem controlados ou manuseados adequadamente. Acrescentam como exemplo, a taxa de injeção dos produtos aplicados com esse tipo de injetor que depende dos diferenciais de pressão entre um ponto de tomada de pressão instalado imediatamente a montante do injetor e outro na secção submetida às depressões.

Dificuldades de se encontrar trabalhos técnicos comprovando essas afirmações condicionaram a fazer esta pesquisa com objetivos de quantificar e de analisar esses parâmetros.

MATERIAL E MÉTODOS

O trabalho foi conduzido no Laboratório de Hidráulica da ESALQ-USP/Piracicaba-SP, utilizando quatro injetores tipo Venturi. Três desses injetores foram confeccionados com conexões hidráulicas "tipo T" em PVC que constituíram a câmara de mistura onde no seu interior foram instaladas as peças que formaram as secções convergente e divergente do injetor. Essas peças foram torneadas em tarugos de PVC. O outro injetor foi confeccionado em tubos e chapas metálicas, sem câmara de mistura (testemunha) cujos dados serviram como referencial comparativo para os demais injetores.

Os injetores com câmara de mistura foram construídos com ângulos das secções convergente e divergente de 10°. As relações entre os quadrados dos diâmetros dos bocais foram 0,509; 0,723 e 0,932; correspondentes aos pares de diâmetros dos bocais de 0,01003 e 0,01406 m; 0,01010 e 0,01188 m e 0,01033 e 0,01070 m, respectivamente. O injetor confeccionado em tubos e chapas metálicas e sem câmara possuía o diâmetro da tubulação de entrada e de saída de 0,075 m e o diâmetro da secção estrangulada de 0,019 m.

Para confecção dos injetores com as relações de diâmetros citadas foi estabelecida uma vazão motriz no bocal convergente juntamente com um diferencial de pressão e um coeficiente de descarga para o bocal. Estabelecida uma relação m , os procedimentos seguintes são necessários para os cálculos das dimensões do injetor. A vazão num bocal é determinada pela fórmula:

$$Q_b = CdA_1\sqrt{2gh} \quad (2)$$

em que,

Q_b - vazão do bocal, $m^3 s^{-1}$;

Cd - coeficiente de descarga, adimensional e variando de 0,9-1,0;

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

h - diferencial de pressão, mca.

Expressando-se as áreas dos bocais na eq. (1), m em relação aos diâmetros, tem-se,

$$m = \frac{A_1}{A_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2} \quad (3)$$

em que,

d_1 - diâmetro do bocal convergente, m;

d_2 - diâmetro do bocal divergente, m.

Conhecendo-se essa igualdade e estabelecendo um valor inicial para a relação m dada pela eq.(3), os diâmetros dos bocais convergente e divergente podem ser facilmente determinados para atender as condições hidráulicas de pressão, de diferencial de pressão, de vazão motriz e de vazões succionadas.

As pressões de serviço variaram de 98,06 kPa até 343,21 kPa com incrementos de 49,03 kPa sob diferentes depressões e vazões motrizes. As pressões de serviço e as depressões foram medidas com um transdutor de pressão. As vazões motrizes e succionadas foram mensuradas com dois medidores magnéticos que forneciam os valores diretos desses parâmetros.

Os injetores foram fixados a uma tubulação principal em aço zincado de 0,075 m de diâmetro e instalados a uma altura de 1,5 m do piso. O nível de abastecimento da solução foi mantido constante durante os testes.

Para avaliar os rendimentos e as perdas de carga acidentais no injetor, utilizaram-se as fórmulas seguintes (FEITOSA FILHO et al., 1996):

$$\eta = \frac{(\rho_2 \frac{Q_2^3}{2A_2} + Q_2(P_3 + P_2))}{(\rho_1 \frac{Q_1^3}{2A_1} + Q_1(P_1 - P_3))} \cdot 100 \quad (4)$$

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, $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$;
 Q_2 - vazão succionada, $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$;
 P_1 - pressão de serviço no ponto P_1 a montante do injetor, Pa;
 P_2 - depressão na secção 2, Pa;
 P_3 - pressão no ponto P_3 após o injetor, Pa;
 A_1 - área da secção 1, m^2 ;
 A_2 - área da secção 2, m^2 .

$$hf = \frac{\left[\left(\frac{16\gamma}{\pi^2 2g} \left(\frac{Q_1^3}{D_1^4} + \frac{Q_2^3}{D_2^4} - \frac{Q_3^3}{D_3^4} \right) + Q_1 P_1 + Q_2 P_2 - Q_3 P_3 \right) \right]}{\gamma_3 Q_3} \quad (5)$$

em que,

- hf - perda de carga acidental, m;
 γ - peso específico do fluido no ponto considerado, N m^{-3} ;
 g - aceleração da gravidade local, m s^{-2} ;
 D_1 - diâmetro da tubulação da secção 1, m;
 D_2 - diâmetro da tubulação da secção 2, m;
 D_3 - diâmetro da tubulação da secção 3, m;
 V_1 - velocidade do fluido na secção 1, m s^{-1} ;
 V_2 - velocidade do fluido na secção 2, m s^{-1} , e
 V_3 - velocidade do fluido na secção 3, m s^{-1} .

Os parâmetros avaliados 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 DISCUSSÃO

Sendo os diferenciais de pressão entre um ponto imediatamente a montante do injetor tipo Venturi e um ponto imediatamente a jusante o parâmetro normalmente utilizado para medir o desempenho desse equipamento, estabeleceram-se diferentes relações entre as variáveis do desempenho de injetores em relação a esse diferencial.

Uma das vantagens de se considerar esse diferencial de pressão deve-se a sua importância para se estabelecer o limite operacional de cada injetor. Para uma mesma pressão de serviço, quanto menores forem os diferenciais de pressão, maiores serão as pressões na tubulação após o injetor e portanto, haverá mais energia disponível para os demais instrumentos do sistema de irrigação instalados à jusante do sistema de injeção dos produtos químicos.

Na Figura 2, letras (a), (b) e (c) têm-se as representações gráficas das vazões succionadas, das perdas de carga e dos rendimentos em função dos diferenciais de pressão entre um ponto instalado a montante do injetor e outro ponto a sua jusante. Os dados que originaram os respectivos gráficos correspondem àqueles obtidos com os injetores utilizados no trabalho e operando na pressão de serviço de 294,18 kPa. Esses dados apresentaram comportamentos semelhantes às demais condições de pressão.

Analisando o comportamento das curvas das vazões succionadas, Figura 2 (a) juntamente com as curvas representativas dos rendimentos, Figura 2 (c) dos quatro injetores observa-se que o injetor com relação entre os diâmetros dos bocais de 0,509 apresentou valores maiores para esses parâmetros nos diferenciais de pressão mais elevados. Esse injetor foi o único que não alcançou o limite extremo de funcionamento nas condições trabalhadas como pode ser comprovado que não houve ponto máximo e declínio da curva como ocorreu com os demais injetores. Têm-se em seqüência, melhor desempenho para os injetores com relação de 0,723 e 0,932. Essa constatação assegura que houve influência da relação entre os bocais nas vazões succionadas pelos injetores. Uma provável justificativa para esse fato deve-se ao aumento da velocidade do fluido motriz na saída do bocal convergente e entrada do jato sem impedimento no bocal divergente sem haver fragmentação do mesmo no interior da câmara de mistura. Não acontecendo essa entrada facilitada do jato no bocal divergente há o surgimento do fenômeno da recirculação que é citado por HILL (1973) como fator que contribui para a redução no desempenho desse injetor.

Analisando comparativamente o comportamento das vazões succionadas do injetor sem câmara de mistura com os dados dos injetores com este componente observa-se que elas foram sempre menores para o primeiro tipo de injetor nas mesmas condições de diferenciais de pressão. Isso, deve-se provavelmente ao fato de que no injetor sem câmara de mistura a união da secção convergente e secção divergente faz-se por meio de uma secção estrangulada de diâmetro bastante reduzido, sendo normal que parte da energia do sistema seja utilizada não para facilitar o aumento da sucção e sim, para vencer o atrito do fluido motriz nessa secção do injetor.

Em relação às perdas de carga, quando os dados desse parâmetro foram avaliados considerando-se os quatro injetores funcionando em todas as pressões de serviço constata-se porcentagem média correspondente a 43,53% da pressão de serviço para o injetor sem câmara de mistura e 43,20; 32,44 e 34,83% para os injetores com relação entre o quadrado dos diâmetros dos bocais de 0,509; 0,723 e 0,932, respectivamente. Avaliando os três valores das porcentagens das perdas de carga para os injetores com câmara de mistura, vê-se que existe um limite intermediário de relação entre as dimensões dos bocais que condicionam melhor rendimento desse instrumento o que comprova uma das hipóteses deste trabalho.

Avaliando as curvas das perdas de carga ilustradas na Figura 2 (b) observa-se que, embora no injetor sem câmara de mistura elas tenham sido maiores, quando se considera os dados dos injetores do mesmo tipo a variação entre elas foram muito pequena. Isso comprova que as altas perdas de carga no injetor tipo Venturi constitui o principal problema desse instrumento, corroborando com as afirmações de SHANI (1983) o qual comenta que elas podem atingir um terço ou mais da metade da pressão de serviço.

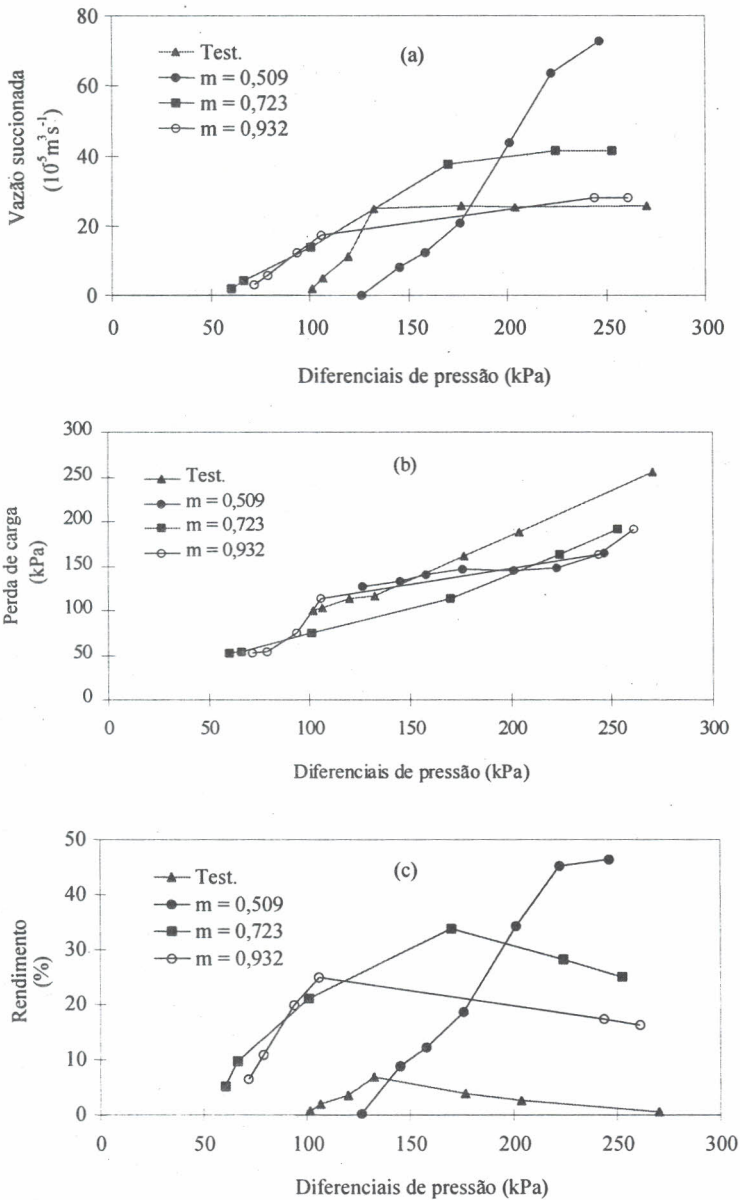


FIGURA 2. Vazões succionadas (a), perdas de carga (b) e rendimentos (c) versus diferenciais de pressão nos injetores com diferentes relações entre os diâmetros dos bocais e com o injetor sem câmara de mistura (testemunha), trabalhando com pressão de serviço de 294,18 kPa (30 mca).

Avaliado o comportamento das curvas representativas dos rendimentos Figura 2 (c), constata-se que o injetor de relação 0,509 apresentou valores mais altos para esse parâmetro semelhantes aos dados das vazões succionadas. Isso mostra que o rendimento nesse tipo de instrumento está diretamente relacionado com as vazões succionadas, sendo portanto, aspecto importante a ser considerado quando se avalia o desempenho desses injetores.

Houve nos dois tipos de injetores aumento dos rendimentos com o aumento do diferencial de pressão até alcançar um valor máximo e em seguida um declínio até o limite de máximo funcionamento do equipamento para aquela condição de pressão e de diferencial de pressão. Quando se avaliaram os dados obtidos para o rendimento do injetor sem câmara de mistura na pressão de serviço de 294,18 kPa (30 mca) obtiveram-se valores variando de 0,57 a 6,86%. Já, para o injetor com relação de 0,509 os valores variaram de 0,21 a 46,41%; de 5,15 a 33,72% para o injetor de relação de 0,723 e de 6,50 a 24,96% para o de relação de 0,932. Embora os dados obtidos para os rendimentos tenham sido relativamente baixos, não há motivo para se descartar o uso desse injetor, pois isso pode ser compensado com o manejo de outros parâmetros que interferem na quimigação como por exemplo, aumentando-se as concentrações dos produtos a serem aplicados (SILVESTER & MUELLER, 1968).

Os dados das vazões succionadas, perdas de carga e dos rendimentos foram analisados por meio de regressão, cujos resultados na maioria dos casos apresentaram melhores ajustes, seguindo modelos de funções polinomiais quadráticas. Nessa análise cada um desses parâmetros foi avaliado em função de dois diferenciais de pressão. No primeiro diferencial, definido como $Dif_{(1-2)}$, considerou-se a diferença de pressão entre um ponto imediatamente a montante do injetor e outro ponto na câmara de mistura e um segundo diferencial, caracterizado como $Dif_{(2-3)}$ no qual considerou-se a diferença de pressão entre um ponto na câmara de mistura e outro na tubulação de descarga e imediatamente à jusante do injetor. As equações obtidas para esses modelos estão nas Tabelas 1, 2, 3 e 4.

TABELA 1. Equações das vazões succionadas, perdas de carga e rendimentos com o injetor de relação entre os diâmetros dos bocais de 0,509 trabalhando com diferentes pressões de serviço.

Equações*	R ²
$Q_s = 0,7871 Dif_{(1-2)} - 0,00105 Dif_{(1-2)}^2 - 1,1464 Dif_{(2-3)} + 0,0007 Dif_{(2-3)}^2$	0,9641
$hf = 0,4651 Dif_{(1-2)} - 0,00034 Dif_{(1-2)}^2 - 0,2931 Dif_{(2-3)} + 0,0004 Dif_{(2-3)}^2$	0,9988
$\eta = 0,7019 Dif_{(1-2)} - 0,00120 Dif_{(1-2)}^2 - 0,7951 Dif_{(2-3)} + 0,0012 Dif_{(2-3)}^2$	0,8605

* Q_s - Vazão succionada ($10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$); hf - perda de carga (kPa); η - rendimento (%); $Dif_{(1-2)}$ - diferenciais de pressão entre um ponto imediatamente a montante do injetor e outro na câmara de mistura (kPa); $Dif_{(2-3)}$ - diferenciais de pressão entre um ponto na câmara de mistura e outro à jusante do injetor (kPa).

TABELA 2. Equações das vazões succionadas, perdas de carga e rendimentos com o injetor de relação entre os diâmetros dos bocais de 0,723 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

TABELA 3. Equações das vazões succionadas, perdas de carga e rendimentos com o injetor de relação entre os diâmetros dos bocais de 0,932 trabalhando com diferentes pressões de serviço.

Equações	R ²
$Q_s = 0,3493 \text{ Dif}_{(1-2)} - 0,00071 \text{ Dif}_{(1-2)}^2 - 2,6758 \text{ Dif}_{(2-3)} + 0,0579 \text{ Dif}_{(2-3)}^2$	0,8564
$hf = 0,6952 \text{ Dif}_{(1-2)} + 0,00046 \text{ Dif}_{(1-2)}^2 - 7,3054 \text{ Dif}_{(2-3)} - 0,0435 \text{ Dif}_{(2-3)}^2$	0,9960
$\eta = 0,1431 \text{ Dif}_{(1-2)} - 0,000435 \text{ Dif}_{(1-2)}^2 + 3,7142 \text{ Dif}_{(2-3)} - 0,1442 \text{ Dif}_{(2-3)}^2$	0,7377

TABELA 4. Equações das vazões succionadas, perdas de carga e rendimentos com o injetor sem câmara de mistura trabalhando com diferentes pressões de serviço.

Equações	R ²
$Q_s = 0,2840 \text{ Dif}_{(1-2)} - 0,00059 \text{ Dif}_{(1-2)}^2 - 0,1437 \text{ Dif}_{(2-3)} + 0,00008 \text{ Dif}_{(2-3)}^2$	0,8160
$hf = 0,8875 \text{ Dif}_{(1-2)} + 0,00019 \text{ Dif}_{(1-2)}^2 - 0,9406 \text{ Dif}_{(2-3)} + 0,00002 \text{ Dif}_{(2-3)}^2$	0,9993
$\eta = 0,08279 \text{ Dif}_{(1-2)} - 0,00023 \text{ Dif}_{(1-2)}^2 + 0,1025 \text{ Dif}_{(2-3)} - 0,00053 \text{ Dif}_{(2-3)}^2$	0,7160

CONCLUSÕES

- As relações entre os diâmetros dos bocais condicionaram influência no desempenho desse tipo de injetor, principalmente no que diz respeito as vazões succionadas e os rendimentos. O injetor com menor relação entre os diâmetros dos bocais apresentaram vazões succionadas e rendimentos maiores, porém trabalharam numa faixa de diferencial de pressão mais restrita;

- As perdas de carga para injetores de mesmo tipo apresentaram comportamento semelhantes e com valores médios superiores a um terço da pressão de serviço;

- A velocidade do fluido motriz no interior da câmara de mistura mostrou-se como um dos parâmetros que diretamente interfere no aumento das vazões succionadas e nos rendimentos com o injetor de menor relação entre os diâmetros do bocais;

- Os valores dos rendimentos no injetor sem câmara de mistura na pressão de serviço de 294,18 kPa variaram de 0,57 a 6,86%; já, para os injetores com câmara de mistura de relação dos bocais de 0,509; 0,723 e 0,932 as variações desse percentual foram de 0,21 a 46,41%; de 5,15 a 33,72% e de 6,50 a 24,96%, respectivamente; e

- As vazões succionadas, as perdas de carga e os rendimentos desse injetor podem ser representadas por uma função polinomial quadrática quando esses parâmetros são avaliados em função dos diferenciais de pressão entre um ponto a montante do injetor e outro na câmara de mistura e entre este ponto e outro à jusante do injetor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- DASBERG, S., BRESLER, E. *Drip system components: Drip irrigation manual*. Bet Dagan. p.17-30. 1985.
- FEITOSA FILHO, J.C., BOTREL, T.A., PINTO, J.M. Desempenho de injetores tipo Venturi acoplado a tubulação em condições de descarga livre e pressurizada a jusante. In: CONGRESSO NACIONAL DE IRRIGAÇÃO E DRENAGEM, 11. 1996, Campinas. *Anais...* p. 188-300.
- HILL, B.J. Two-dimensional analysis of flow in jet pumps. *Journal of the Hydraulics Division*, New York, v.99, n. HY7, p.1009-25, July 1973. (Paper 3908).
- HIRSCHMANN, J. *Bombas características y aplicación*. Santiago-Chile: Universitária, 1958. cap.4, p. 85-139.
- ROJAS, R.N.Z. *Desenvolvimento e avaliação de dois injetores de fertilizantes tipo Venturi*. ESALQ/USP. 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*. Tel-Aviv: Ministerio de Agricultura de Israel, 1983, 36p. (Servicio de Extensión)
- SILVESTER, R., MUELLER, N.G. Design data for the liquid-liquid jet pump. *Journal of Hydraulic Research*, London, v.6, n.2, p.129-61, 1968.
- THREADGILL, E.D., EISENHauer, D.E., YOUNG, J.R., BÀR-YOSEF, B. Chemigation. In: MANAGEMENT OF FARM IRRIGATION SYSTEMS. St. 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, 1977. 410p.