

DIMENSIONAMENTO, CONSTRUÇÃO E CARACTERÍSTICAS HIDRÁULICAS DE UM INJETOR TIPO VENTURI PARA USO NA QUIMIGAÇÃO

José Crispiniano Feitosa Filho

*Professor do Departamento de Solos e Engenharia Rural do Centro de Ciências Agrárias da UFPB. CEP: 58397-000, Areia-PB.
E-Mail: jfeitosa@cca.ufpb.br*

José Maria Pinto

Pesquisador da EMBRAPA/CPATSA, CEP. Petrolina-PE

Nivaldo Timóteo de Arruda

Professor do Departamento de Solos e Engenharia Rural do Centro de Ciências Agrárias da UFPB.

1 RESUMO

O trabalho informa metodologia de construção, dimensionamento e características hidráulicas de um injetor tipo Venturi com potencialidade de uso na Quimigação. Pela resistência do material confeccionado em relação aos injetores tradicionais construídos em polietileno, o injetor metálico pode ser utilizado nos sistemas de irrigação que operam em média ou alta pressão. Estudou-se variáveis como: vazão succionada em função dos diferenciais de pressão, perdas de carga e rendimentos e definiu-se Equações de regressão representativas destas relações. Utilizou-se um injetor com diâmetro nominal na secção de entrada de 75 mm e diâmetro da secção estrangulada de 19,6 mm. Trabalhou-se com pressões de serviço de 10 até 35 mca com incremento de 5 mca. Os resultados mostraram que as vazões succionadas pelo injetor diminuem à medida que o diferencial de pressão, considerando um ponto instalado na secção estrangulada do injetor e outro pós-injetor, aumentaram. As maiores perdas de carga ocorreram nas maiores pressões de serviço, possivelmente, devido ao aumento da vazão motriz no injetor. Os rendimentos diminuíram com o aumento das pressões de serviço e do diferencial de pressão, porém, comportaram-se diferente daqueles apresentados pelas perdas de carga e pelas vazões succionadas. A perda de carga média no injetor foram de 45,11% da pressão de serviço. Os dados das vazões succionadas, das perdas de carga e dos rendimentos analisados por meio de regressão em função dos diferenciais de pressão apresentaram melhores ajustes seguindo modelos de função polinomial quadrática.

UNITERMOS: Quimigação, injetor venturi, dimensionamento hidráulico, irrigação.

FEITOSA FILHO, J.C., PINTO, J.M., ARRUDA, N.T. DIMENSIONING, CONSTRUCTION AND HYDRAULIC CHARACTERISTICS OF AN INJECTOR OF VENTURI TYPE FOR USE IN CHEMIGATION

2 ABSTRACT

The work informs construction methodology, measurement and hydraulics characteristic of an injector of Venturi type of with use potentiality in chemigation. For the resistance of the material made in relation to the traditional injectors built in polietileno, the metallic injector can be used in the irrigation systems that operate on the average or high pressure. It was studied variables such as: suction flow in function of the pressure differentials, load losses and efficiency, and was defined representative regression equations of these relations. The injector was used with nominal diameter in the entrance section of 75 mm and strangled section diameter of 19,6 mm. It was worked with supply pressure of 10 to 35 mca with increment of 5 mca. The results indicated that the suction flow decreases in proportion to the pressure differentials considering a point installed in the strangled section of the injector and other post-injector increased. The major load losses happened possibly in the largest service pressures due to the increase of the motive flow in the injector. The efficiency decreased with the increase of the supply pressures and of the differential pressure even so its behavior were different from those presented by the head losses and for the suction flows. The medium head losses in the injector were of 45,11% of the supply pressure. The data of the suction flow, the load losses and the

efficiency analyzed by means of regression in function of the pressure differentials presented better fittings following models of function quadratic polynomial.

KEYWORDS: Chemigation, venturi injector, hydraulic calculation, irrigation.

3 INTRODUÇÃO

Os custos crescentes dos instrumentos utilizados nos sistema de irrigação exigem que a prática seja utilizada de forma expressiva e aproveitando toda sua potencialidade a fim de fazê-la uma atividade tecnicamente viável e economicamente rentável.

Os sistemas de irrigação, principalmente os pressurizados, têm sido utilizados além da função principal de levar água ao solo e as culturas também como meio condutor de produtos químicos como fertilizantes, inseticidas e fungicidas, etc., juntamente com a água de irrigação; prática conhecida atualmente como Quimigação. Dentre as vantagens da quimigação, quando os produtos incorporados na água de irrigação são fertilizantes tem-se menor custo com mão de obra para fazer as adubações e maior eficiência dos produtos aplicados (Burt et al. 1995). A maior eficiência dos adubos dá-se pelo fato deles serem aplicados em pequenas dosagens, porém com maior frequência e colocados diretamente no volume de solo ocupado pelo sistema radicular das culturas, (Bisconer 1985).

Para fazer a quimigação, o sistema de irrigação deve possuir um injetor para incorporar a solução contendo o produto a ser aplicado na água de irrigação. Segundo Burt et al. (1995) alguns injetores principalmente os venturis e os tanques diferencial de pressão usam a água motriz que passa pelo injetor para incorporar a solução contendo o produto químico dentro da linha de irrigação.

Os injetores variam segundo as formas de energia utilizadas para seu funcionamento, seus custos e eficiência. Segundo as formas de energias requeridas para seu funcionamento os injetores são classificados em três grupos: aqueles que utilizam pressão efetiva positiva; os que utilizam diferença de pressão e os que utilizam pressão efetiva negativa (Feitosa Filho, 1990).

O injetor tipo Venturi é um instrumento que utiliza pressão efetiva negativa geralmente construído em polietileno ou PVC e por isto só recomendado para uso em sistemas de baixa pressão. A maioria dos injetores deste tipo comercializados no Brasil são produtos importados, de preços consideravelmente elevados, às vezes inviabilizando sua aquisição para o pequeno e médio irrigante. Segundo Shani (1983) embora se trate de um injetor que apresenta altas perdas de carga (até 50% da pressão de serviço), em razão da simplicidade de manuseio e sem peças móveis é um dos injetores mais utilizado na quimigação.

O princípio de funcionamento e construção do injetor tipo Venturi envolvem conceitos matemáticos e hidráulicos dificilmente apresentados pelas firmas construtoras e quem comercializam esse instrumento. Isso dificulta o conhecimento técnico àqueles interessados em obter melhor rendimento e até como construí-los.

Mueler (1964) referindo-se as bombas a jato citam que embora esse tipo de bomba cujo princípio de funcionamento é o mesmo do injetor tipo Venturi, cita que nem sempre o rendimento é o aspecto mais importante desses instrumentos e que só em condições específicas de uso eles são recomendados.

Feitosa Filho (1990) necessitando trabalhar com um desses injetores e não encontrando-o no mercado aproveitou parte das recomendações citadas por Delmée (1983) para a construção do medidor de vazão tipo Venturi e construiu alguns utilizando tubos e chapas metálicas.

Ferreira (1994) avaliou algumas das características hidráulicas de dois injetores tipo Venturi e observou que para ambos os injetores, a vazão de sucção aumentou com o aumento do diferencial de pressão quando foi mantido constante a pressão de alimentação. Já quanto mantido constante o diferencial de pressão e aumentando-se a pressão de alimentação as vazões succionadas pelos injetores diminuíram.

Zárate Rojas (1995) construiu injetores tipo Venturi em peças hidráulicas de PVC e avaliou também outras características hidráulicas do injetor. Constatou que a vazão succionada diminuíram com o aumento da tensão na câmara de mistura e que o maior rendimento obtido foi de 10,46% sobre pressão de alimentação de 10 mca; tensão de 0,5 mca; diferencial de pressão de 6,89 mca, vazão de sucção de 446,23 l/h e vazão motriz de 2254,67 l/h.

Poucos são os trabalhos técnicos que avaliaram características hidráulicas desse tipo de injetor, razão pelo qual ainda merece muito saber as melhores condições de funcionamento e como obter melhor rendimento e demais resultados com este tipo de instrumento.

Diante do exposto, este trabalho teve como objetivos: informar dimensionamento, metodologia de construção, custo e características hidráulicas de um injetor tipo Venturi confeccionado com material metálico com possibilidade de uso em condições de média e altas pressões e trabalhando sob diferentes condições de pressão de serviço, tensão e vazão motriz.

4 MATERIAL E MÉTODOS

4.1 Metodologia para construção do injetor.

O injetor de produtos químico tipo Venturi é um instrumento de PVC, polietileno ou acrílico dotado de uma secção convergente gradual (1), seguida de um estrangulamento (2) e de uma secção divergente gradual (3) para igual diâmetro das tubulações de entrada e de saída ao injetor conectadas, conforme constam na (Figura 1).

Os parâmetros que devem ser conhecidos para o dimensionamento do injetor são: vazão total do sistema de irrigação (Q_1) ou vazão que passar pelo injetor se esse for instalado em paralelo à linha de irrigação; pressão de serviço no início da secção convergente do injetor; altura onde será instalado o instrumento em relação ao recipiente contendo a solução a ser aplicada e tensão atribuída na secção estrangulada do injetor (Feitosa Filho, 1990).

Tubos metálicos com diâmetros igual ou ligeiramente inferior àqueles da tubulação de irrigação e chapas também metálicas com espessura que possam ser dobráveis e que suportem solda e a pressão de serviço do sistema de irrigação são os materiais necessários para sua construção.

Para o dimensionamento do injetor deve-se partir de conhecimentos teóricos do movimento dos fluidos em tubulação fechadas onde a Equação de Bernoulli e a Equação da Continuidade, representadas pelas Equações 1 e 2 respectivamente, são utilizadas para os cálculos.

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + hf \quad (1)$$

em que:

$\frac{p_1}{\gamma}$ - pressão na secção (1), mca;

$\frac{V_1^2}{2g}$ - energia cinética (velocidade) na secção (1), m/s²;

$\frac{p_2}{\gamma}$ - pressão atribuída na secção estrangulada (2), mca;

$\frac{V_2^2}{2g}$ - energia cinética (velocidade) na secção (2), m/s²;

g- aceleração da gravidade local, m/s²;

hf - perda de carga accidental do injetor, mca .

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

em que:

Q- vazão que passa pelo injetor, m³/s;

A₁- área da secção (1), m²;

V₁- velocidade do fluido na secção (1), m/s;

A₂- área da secção (2), m².

Conhecendo-se o diâmetro interno da tubulação próxima à secção convergente, a vazão do sistema de irrigação ou a vazão que está passando por essa secção, o próximo passo será determinar o diâmetro interno da secção estrangulada. Atribuindo-se uma tensão (pressão negativa) na secção estrangulada do injetor e substituindo-se essas variáveis nas Equação 1 e Equação 2 determina-se qual deverá ser o diâmetro interno desta secção.

O injetor possui nas secções convergente e divergente dois ângulos internos que podem ser considerados com dimensões próximas daqueles recomendados para o medidor de vazão tipo Venturi, ou sejam: 21° e 11° respectivamente. As secções convergente e divergente do injetor formam dois troncos de cones, à exemplo das Figuras 2a e 2b.

Bezerra (1974) e Iezzi et al. (1974) definem tronco de cone como sendo um objeto geométrico derivado de um corte de uma pirâmide de base circular, ou correspondente a um sólido geométrico gerado pela rotação completa de um trapézio retângulo em torno de seu lado, conforme Figuras 2a e 2b. Na Figura 2c tem-se os círculos representados pelos seguimentos BEB e AFA que representam as dimensões do diâmetro maior da secção convergente e do diâmetro menor da secção estrangulada do injetor. O ângulo interno EPB equiivale aos ângulos atribuídos nas secções convergente e divergente que foram considerados de 21° e 11°, respectivamente.

Conhecidas as dimensões do ângulo EPB, o ângulo OPA será equivalente à metade do primeiro. Conhecendo-se esse ângulo e um lado oposto a ele; o valor do seu lado adjacente pode ser determinado pela relação trigonométrica da tangente, conforme as Equações 3 e 4:

$$H = \frac{R}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (3)$$

$$h_2 = \frac{r}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (4)$$

Determinado-se os valores dos seguimentos representados por H e h₂, determina-se por subtração o valor do seguimento representado na Figura 2 b por h₁.

O passo seguinte será determinar as dimensões das secções convergente e divergente, representadas na Figura 2c, pelos seguimentos AD e BC. Seus valores são determinados a partir da Fórmula recomendada para achar o comprimento de uma circunferência, ou seja:

$$C = 2 \times \pi \times R \quad (5)$$

em que:

R- o valor do raio ou da metade do diâmetro interno menor ou do diâmetro interno maior do círculo.

O seguimento representado por "g" é a geratriz de um tronco de cone e pode ser determinada a partir da Fórmula da Hipotenusa de um triângulo retângulo dada por:

$$g = \sqrt{h_2^2 + (R - r)^2} \quad (6)$$

De posse dos valores de cada dimensão das secções que compõem o injetor, faz-se finalmente um molde em papelão ou cartolina para facilitar o corte das peças em chapa metálica de espessura moldável e que suporte solda.

Confeccionados os dois troncos de cones em seguida eles serão soldados nas duas secções cilíndricas que constituirão a secção estrangulada e parte central do injetor.

Tubos metálicos com diâmetros igual ou ligeiramente inferior àqueles da tubulação de irrigação devem ser rosqueados para facilitar o acoplamento do injetor na tubulação de abastecimento.

4.2 Exemplo prático do dimensionamento do injetor

Dimensionar um injetor Venturi metálico para trabalhar num sistema de irrigação convencional, composto por duas linhas laterais, cada uma trabalhando simultaneamente com cinco aspersores com vazão média por aspersor de 3,82 m³/h e pressão de serviço no início das linhas laterais de 35 mca. O diâmetro interno real da tubulação onde será instalado o injetor é de 74,2 mm e a perda de carga entre o ponto de conexão do injetor e o início das linhas laterais será de 3 mca. Atribuir na secção estrangulada do injetor uma tensão de 1 mca.

Primeiro passo

Determinar para a vazão do sistema de irrigação, o diâmetro interno da secção estrangulada do injetor para que ocorra uma tensão e a sucção da solução colocada num reservatório aberto.

Dados disponíveis:

- Q₁ = 10 x 3,82 m³/h = 38,2 m³/h = 0,0106 m³/s.
- P₁ = (35 mca - 3 mca) = 32 mca.
- P₂ = -1 mca.
- D₁ = 74,2 mm = 0,0742 m.
- Q₂ = Q₁ = 0,0106 m³/s.

a) Determinar a área interna da secção (1) do injetor.

$$A_1 = \frac{\pi \times D_1^2}{4} = A_1 = \frac{\pi \times (0,0742)^2}{4} = 0,0043m^2$$

b) Determinar a velocidade (V₁) do fluido na secção (1).

$$Q_1 = A_1 \times V_1, \Rightarrow V_1 = \frac{0,00106 \text{ m}^3/\text{s}}{0,0043 \text{ m}^2} \Rightarrow V_1 = 2,46 \text{ m/s}$$

c) Determinar o diâmetro interno da secção estrangulada substituindo-se as variáveis já conhecidas na Equação 1, tem-se:

$$32 + \frac{2 \times 462}{2 \times 9,81} = -1 + \frac{22}{19,62} \Rightarrow V_2 = 25,83 \text{ m/s}$$

d) Determinar a área da secção estrangulada do injetor, A_2 .

$$A_2 = \frac{0,0106 \text{ m}^3/\text{s}}{25,56 \text{ m/s}} \Rightarrow A_2 = 0,000415 \text{ m}^2$$

e) Determinar o diâmetro da secção estrangulada do injetor, D_2 .

$$D_2 = \frac{4 \times A_2}{\pi} \Rightarrow D_2 = 0,0228 \text{ m} = 22,80 \text{ mm.}$$

A secção estrangulada do injetor para condicionar uma tensão, (pressão negativa) de 1 mca deverá ter o diâmetro interno mais próximo de 22,8 mm.

Segundo passo

Determinar as dimensões laterais das chapas metálica para confecção das secções convergente (2) e divergente (3) do injetor considerando os ângulos internos dessas secções de 22° e 10° , respectivamente. Para calcular as dimensões da secção convergente com ângulo interno de 22° , determina-se primeiro as dimensões H e h_1 . Acha-se por subtração a dimensão de h_2 .

$$h_1 = \frac{r}{\text{tg}(11^\circ)} \Rightarrow h_1 = \frac{11,40 \text{ mm}}{\text{tg}(11^\circ)} = 58,65 \text{ mm}$$

$$H = \frac{R}{\text{tg}(11^\circ)} \Rightarrow H = \frac{37,10 \text{ mm}}{\text{tg}(11^\circ)} = 190,86 \text{ mm}$$

Tem-se por subtração, h_2 .

$$h_2 = H - h_1 = 190,86 \text{ mm} - 58,65 \text{ mm} = 132,21 \text{ mm.}$$

Determina-se em seguida, o valor do seguimento "g" da Figura 2c pela Equação 6.

$$g = \sqrt{h^2 + (R - r)^2} \Rightarrow g = \sqrt{132,21^2 + (37,10 - 11,40)^2} \Rightarrow g = 129,67 \text{ mm.}$$

O próximo passo será determinar os valores dos seguimentos AD e BC da mesma Figura que correspondem aos comprimentos do dois círculos C_1 e C_2 ; pela Equação 5.

$$C_1 = 2 \times \pi \times r = 2 \times \pi \times 11,40 \text{ mm} = 71,63 \text{ mm.}$$

$$C_2 = 2 \times \pi \times R = 2 \times \pi \times 37,10 \text{ mm} = 233,11 \text{ mm.}$$

Cálculos semelhantes devem ser feitos para determinar a secção divergente do injetor. Para isso basta-se substituir o valor do respectivo ângulo interno dessa secção que vale $5^\circ 30'$, correspondente à metade do diâmetro interno do bocal que é de 11° ou seja:

$$r = 11,40 \text{ mm}; R = 37,10 \text{ mm}; h_1 = 118,39 \text{ mm}; H = 385,30 \text{ mm}; h_2 = 266,61 \text{ mm} \text{ e } g = 265,37 \text{ mm.}$$

4.3 Teste hidráulico com um injetor metálico

Testou-se um Injetor tipo Venturi metálico construído com diâmetro da secção de entrada e de saída de 75 mm e diâmetro da secção estrangulada de 19,6 mm nas pressões de serviço variando de 10 até 35 mca com incremento de 5 mca. As vazões motrizes e as vazões succionadas foram determinadas com um transdutor magnético indutivo e os diferenciais de pressões com um transdutor magnético indutivo para pressão. Ambos medidores foram interligados à conversores de sinais que forneciam as leituras diretas de cada teste. Para avaliar as perdas de carga e os rendimentos utilizou-se as fórmulas deduzidas por Feitosa Filho et al. (1996) dadas por:

$$\eta = \frac{(\rho_2 \cdot \frac{Q_2^3}{2A_2^2} + Q_2 \cdot (P_3 + P_2))}{(\rho_1 \cdot \frac{Q_1^3}{2A_1^2} + Q_1 \cdot (P_1 - P_3))} \quad (7)$$

em que:

η - rendimento do injetor, %; ρ_n - massa específica do fluido no ponto considerado, Kgf/m³; Q_1 - vazão motriz na secção de entrada, m³/s; Q_2 - vazão de sucção, m³/s; P_1 - pressão de serviço na secção 1, Pa; P_2 - tensão na secção 2, Pa; P_3 - pressão pós-injetor, Pa; A_1 - área da secção 1, m² e A_2 - área da secção 2, m².

$$hf = \left[\frac{\left(\frac{16 \cdot \gamma}{\pi^2 \cdot 2g} \left[\frac{Q_1^3}{D_1^4} + \frac{Q_2^3}{D_2^4} - \frac{Q_3^3}{D_3^4} \right] + Q_1 P_1 + Q_2 P_2 - Q_3 P_3 \right)}{\gamma_3 \cdot Q_3} \right] \quad (8)$$

sendo:

hf - perda de carga no injetor, m; γ - peso específico do fluido no ponto considerado, Kgf/m³; g - aceleração da gravidade local, em m/s²; E_1 - energia total na secção 1; E_2 - energia total na secção 2; E_3 - energia total na secção 3; 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; V_2 - velocidade do fluido na secção 2, m/s e V_3 - velocidade do fluido na secção 3, m/s.

5 RESULTADOS

O Quadro 1 apresenta os dados totais do teste com o injetor trabalhando nas diferentes condições hidráulicas de pressão e diferencial de pressão dentre eles os valores das vazões succionadas, das perdas de carga e dos rendimentos. Para melhor visualizar o comportamento desses dados a Figura 3 apresenta a representação gráfica dos dados das vazões succionadas (a) das perdas de carga (b) e dos rendimentos em função do diferencial de pressão considerando um ponto instalado na secção estrangulada do injetor e outro imediatamente a sua jusante operando nas pressões de serviço de 10 mca, 20 mca e 30 mca.

Analisando-se os dados das vazões succionadas pelo injetor nas diferentes pressões de serviço observa-se que elas diminuíram à medida que aumentou-se os diferenciais de pressão porém essa redução foi mais acentuada nas pressões de serviço mais baixa. Isso possivelmente se deve a fato a pressão de serviço de 10 mca está praticamente no limite mais baixo de funcionamento do injetor daquela dimensão corroborando com as afirmações de Mueller (1964) quando cita que cada instrumento que funciona com este princípio possui ponto de baixa sucção, aumenta até um valor máximo e novamente volta a reduzir nos diferenciais de pressão mais elevados. Esse mesmo comportamento foi observado no trabalho realizado por Zárate Rojas (1995) quando afirma que houve nas diferentes pressões de serviço, limites a partir dos quais não há aumento nas vazões succionadas com o aumento do diferencial de pressão.

Com relação as perdas de carga apresentadas na Figura 3 b, constata-se que elas diminuíram à medida que houve aumento no diferencial de pressão praticamente seguindo o mesmo comportamento em todas as pressões de serviço, diferindo apenas no seu quantitativo para um mesmo diferencial de pressão. Vê-se que nas pressões de serviço mais elevada as perdas de carga foram maiores provavelmente decorrente do aumento da vazão motriz no injetor o que fez aumentar a velocidade do fluido na secção estrangulada, corroborando com resultados obtidos por Ferreira (1994).

Avaliando o valor médio da porcentagem das perdas de carga em relação as pressões de serviço 45,11% que elas foram altas para esse tipo de injetor confirmando as observações de Shani (1983) quando afirma que elas podem alcançar um terço ou mais da metade da pressão de serviço. Esse alto valor nas perdas de carga possivelmente está relacionado a forma de instalação diretamente do injetor na tubulação de abastecimento.

Observa-se com relação aos dados dos rendimentos comportamento diferente aqueles apresentados pelas vazões succionadas e as perdas de carga. Houve para cada pressão de serviço, um ponto de mínimo rendimento em seguida crescimento gradativo até alcançar um valor máximo. A partir daí, há novo declínio até cessar praticamente. Vê-se que o maior rendimento foi para as menores pressão de serviço o que mostra que naquelas maiores, certamente parte da energia que deveria ser utilizada contribuindo neste parâmetro está sendo utilizada para vencer as perdas de carga pois esta, foram maiores justamente nas maiores pressões de serviço, conforme pode ser analisado no comportamento das curvas das Figuras 3 b e 3 c.

Ao se avaliar o valor mais alto dos dados dos rendimentos de 22,00% e médio de 17,33% com o injetor funcionando na pressão de serviço de 10 mca e constantes no Quadro 1, constata-se valor superior aquele encontrado por Zárate Rojas (1994) que foi de 10,46%. Possivelmente o tipo de injetor tenha contribuído para esse aumento nos rendimentos conforme já foi observado por Feitosa Filho et al. (1996).

Os dados das vazões succionadas e das perdas de carga avaliados por meio regressão em função dos diferenciais de pressão apresentaram melhores ajustes seguindo modelo de função polinomial quadrática. Já em relação aos dados dos rendimentos as curvas apresentaram o mesmo comportamento porém, quando considerou-se além dos diferenciais de pressão também as vazões motrizes. A vazão succionada média foi de 635 l/h e o rendimento máximo foi de 22% para pressão de serviço de 15 mca.

O Quadro 2 apresenta as Equações de regressão encontrados para as vazões succionadas, as perdas de carga e os rendimentos que apresentaram melhores ajustes e com níveis de significância de 1%. O Quadro 3 apresenta um orçamento de um injetor metálico com diâmetro na secção de entrada e de saída de 50 mm que servirá como referencial dos custos médios deste tipo de instrumento com as devidas dimensões. Avaliando o total necessário para construção do injetor vê-se que em relação àqueles importados e existentes no mercado, há uma redução de mais da metade do preço.

6 CONCLUSÕES

- as vazões succionadas pelo injetor diminuem à medida que o diferencial de pressão aumentaram considerando um ponto instalado na secção estrangulada do injetor e outro pós-injetor;
- as maiores perdas de carga ocorreram nas maiores pressões de serviço possivelmente devido ao aumento da vazão motriz no injetor;
- conhecendo-se parâmetros hidráulicos como: vazão motriz, tensão atribuída e a pressão de serviço no local onde o instrumento deve ser instalado o dimensionamento e a construção do injetor são fáceis e possíveis de serem feitos pelo próprio produtor;
- a vazão succionada média pelo injetor foi de 635 l/h com rendimento máximo de 22% para a pressão de serviço de 15 mca e a perda de carga média no injetor foi de 45,11% das pressões de serviço;
- os rendimentos diminuíram com o aumento nas pressões de serviço e do diferencial de pressão e apresentaram comportamento diferentes daqueles apresentados pelas perdas de carga e pelas vazões succionadas;
- os dados das vazões succionadas e das perdas de carga analisados em função dos diferenciais de pressão apresentaram melhores ajustes seguindo modelo de função polinomial quadrática. Já aqueles referentes aos rendimentos apresentaram o mesmo comportamento porém quando considerou-se além dos diferenciais de pressão também as vazões motrizes.

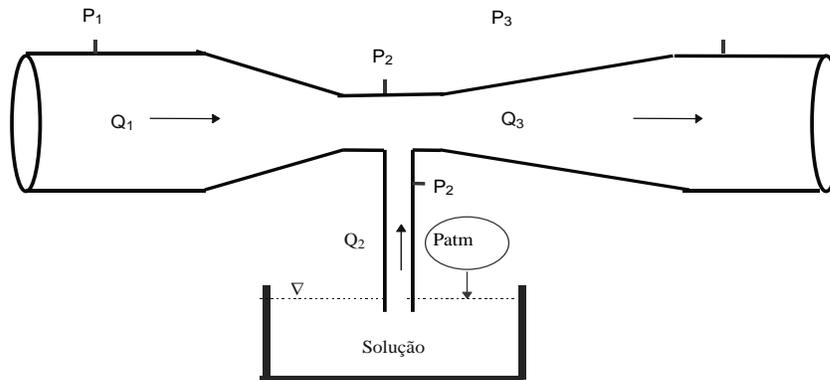


Figura 1 - Esquema do injetor tipo venturi.

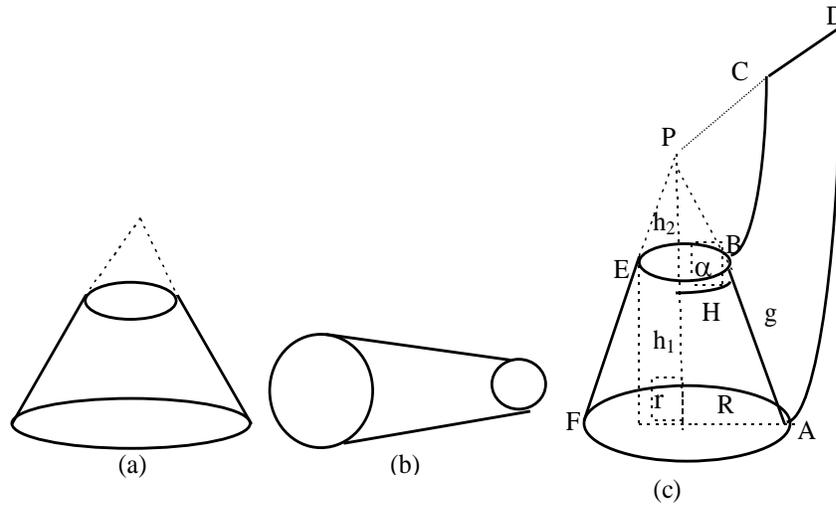


Figura 2 - Esquema de um tronco de cone e componentes.

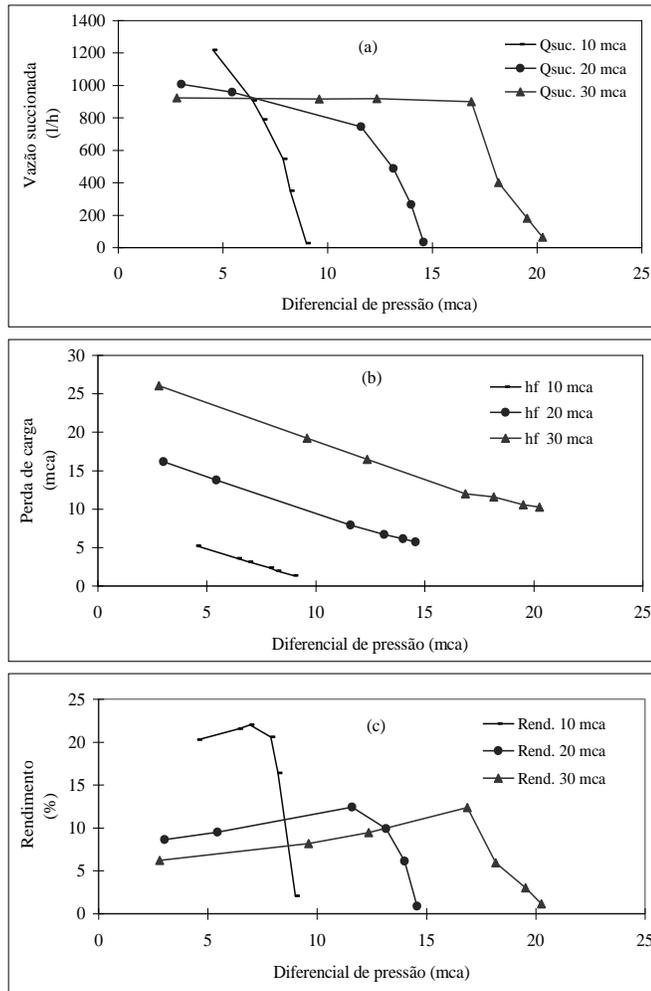


Figura 3 - Vazões succionadas pelo injetor tipo Venturi (a); perdas de carga (b) e rendimento (c)

rendimentos (c) em função do diferencial de pressão considerando um ponto instalado na secção estrangulada do injetor e outro imediatamente a sua jusante funcionando nas pressões de serviço de 10 mca, 20 mca e 30 mca.

Quadro 1 - Pressão de serviço (P.serv.); diferencial de pressão (Dif.); perda de carga (hf); pressão pós injetor (P₃); tensão (Tens.); vazão motriz (Q_{mot}); vazão succionada (Q_{suc}); rendimento (Rend.) e porcentagem das perdas de carga em relação à pressão de serviço (% hf) com o injetor tipo Venturi de diâmetro na secção de entrada de 75 mm e diâmetro da secção contraída de 19,6 mm trabalhando sob diferentes condições de pressão de serviço.

P.serv.	Dif ₁	Dif ₂	hf	P ₃	Tens.	Q _{MOT}	Q _{SUC}	Rend.	%hf		
		10,00	10,71	4,54	5,20	3,83	0,71	10.445,85	1.218,12	20,24	51,98
		10,00	10,71	6,42	3,55	5,71	0,71	10.508,94	906,01	21,52	35,49
		10,00	10,71	6,93	3,11	6,22	0,71	10.163,50	789,51	22,00	31,07
		10,00	10,71	7,88	2,35	7,17	0,71	10.053,00	546,34	20,56	23,48
		10,00	10,48	8,22	1,93	7,74	0,48	9.874,66	349,35	16,40	19,33
		10,00	10,34	9,00	1,31	8,66	0,34	9.743,59	25,70	2,04	13,14
		15,00	15,75	5,03	9,69	4,28	0,75	12.645,56	978,03	11,36	64,61
		15,00	15,58	9,06	5,53	8,48	0,58	12.358,54	904,16	17,48	36,88
		15,00	15,61	9,30	5,37	8,69	0,61	12.231,96	850,30	17,20	35,80
		15,00	15,44	10,36	4,49	9,92	0,44	12.229,08	510,33	12,68	29,95
		15,00	15,34	11,04	4,01	10,70	0,34	12.096,20	246,24	7,26	26,71
		15,00	15,34	11,68	3,65	11,34	0,34	12.078,58	11,23	0,39	24,31
		20,00	20,50	3,02	16,14	2,52	0,50	13.741,99	1.007,58	8,60	80,71
		20,00	20,48	5,45	13,75	4,97	0,48	13.749,01	957,26	9,49	68,77
		20,00	20,48	11,60	7,88	11,12	0,48	13.870,40	745,65	12,40	39,39
		20,00	20,48	13,15	6,66	12,67	0,48	13.750,79	486,32	9,88	33,30
		20,00	20,48	14,00	6,11	13,52	0,48	13.683,69	264,71	6,11	30,54
		20,00	20,34	14,58	5,71	14,24	0,34	13.633,05	33,86	0,88	28,56
		25,00	25,27	4,85	18,94	4,58	0,27	15.136,13	959,57	7,85	75,76
		25,00	25,27	8,45	15,35	8,18	0,27	15.062,05	950,64	9,48	61,38
		25,00	25,27	14,54	9,39	14,27	0,27	15.047,66	856,76	13,41	37,57
		25,00	25,27	15,16	9,29	14,89	0,27	15.312,06	520,18	8,49	37,17
		25,00	25,27	16,52	8,33	16,25	0,27	15.167,19	260,86	4,97	33,32
		25,00	25,14	17,18	7,93	17,04	0,14	15.102,36	18,93	0,40	31,71
		30,00	30,41	2,80	26,02	2,39	0,41	16.352,87	922,94	6,22	86,74
		30,00	30,41	9,61	19,22	9,20	0,41	16.360,10	915,71	8,18	64,08
		30,00	30,41	12,36	16,47	11,95	0,41	16.333,30	917,24	9,46	54,90
		30,00	30,41	16,87	11,99	16,46	0,41	16.326,04	899,24	12,37	39,96
		30,00	30,41	18,17	11,55	17,76	0,41	16.839,11	400,60	5,91	38,49
		30,00	30,41	19,53	10,56	19,12	0,41	16.684,33	180,06	3,02	35,21
		30,00	30,63	20,27	10,25	19,64	0,34	16.619,77	64,18	1,13	34,15
		35,00	35,00	3,11	31,10	3,11	0,63	18.185,87	425,23	2,61	88,86
		35,00	35,00	5,04	29,19	5,04	0,63	18.173,85	411,99	2,70	83,41
		35,00	35,00	9,12	25,11	9,12	0,63	17.997,09	408,30	3,12	71,75
		35,00	35,00	17,27	16,92	17,27	0,63	17.954,12	433,23	4,85	48,33
		35,00	35,00	21,55	13,05	21,55	0,63	17.968,72	209,30	3,09	37,29
		35,00	35,00	22,64	12,28	22,64	0,63	17.812,14	41,09	0,66	35,09
Média					11,06			14.359,27	635,32	8,77	45,11

Obs: Dif₁: Diferencial de pressão entre um ponto à montante e outro na secção estrangulada do injetor. Dif₂: Diferencial de pressão entre um ponto instalado na secção estrangulada e outro imediatamente a sua jusante.
Vazão: em l/h.

Quadro 2 - Equações de regressão das vazões succionadas, das perdas de carga e dos rendimentos com o injetor funcionando em diferentes condições de serviço.

Modelos*	R ²
• Q _{suc} ** = 97,6910. Dif ₁ -2,018. Dif ₁ ² -43,2523. Dif ₂	0,8197 0,01
• hf = 0,8849. Dif ₁ +0,001947. Dif ₁ ² - 0,9370. Dif ₂	0,9993 0,01
• η = -17230. Dif ₁ +0,03814 Dif ₁ ² +0,00554 Q _{mot} -0,00000025Q _{mot} ²	0,7923 0,01

* Q_{suc}: Vazão succionada; Q_{mot}: vazão motriz; hf: perda de carga; η: rendimento; Dif₁: Diferencial de pressão entre um ponto à montante e outro na secção estrangulada e Dif₂: Diferencial de pressão entre ponto na secção estrangulada e outro à jusante do injetor.

** Vazões em (l/h).

Quadro 3 - Material necessário e custo para construir um injetor tipo Venturi de 50 mm de diâmetro na tubulação de entrada.

ESPECIFICAÇÃO	Unid.	Quant.	Valor Unit. (R\$)	Valor Total (R\$)
1.Tubos em ferro galvanizado de 2"	m	1,0	8,0	8,00

2. Tubos em ferro galvanizado de 1/2"	m	0,2	3,0	6,00
3. Chapas metálicas de 1/8"	m ²	1,0	18,0	18,00
4. Luva em ferro galvanizado de 2"	unid.	2,0	1,5	3,00
5. Bocal metálico s de 1/2"	unid.	1,0	3,0	3,00
6. Registro em PVC globo de 1/2"	unid.	1,0	12,5	12,50
7. Mangueira de pressão de 1/2"	m	2,0	2,5	5,00
8. Braçadeiras metálicas de 1/2"	unid.	3,0	1,5	4,50
9. Solda amarela	eletrodo	1,0	10,0	10,00
10. Solda branca	eletrodo	4,0	7,0	28,00
11. Mão de obra	-	-	30,0	30,00
12. Eventuais	%	10	-	12,50
Total				140,50

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BEZERRA, M. J. *Curso de matemática para o 2º grau*. 31.ed. São Paulo: Nacional, 1974. 629p.
- BISCONER, I. *Chemigation: a practical overview*. In: INTERNATIONAL DRIP/TRICKLE IRRIGATION CONGRESS, 3, Fresno. *Proceedings...* Fresno: ASAE, 1985. p 475-84.
- BURT, C., O'CONNOR, K., RUER, T. *Fertigation*. University of California: San Luis Obispo, 1995. 295p.
- DELMÉE, J. *Manual de medição de vazão*. São Paulo: Edgard Blücher, 1983. 479p.
- 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. 77 p. Dissertação (Mestrado em Irrigação e Drenagem) - Universidade Federal de Viçosa.
- FEITOSA FILHO, J.C; BOTREL, T. A. PINTO, J. M. Desempenho de injetores tipo Venturi acoplado à tubulação sob condições de descarga livre e pressurizada à jusante. In: CONGRESSO NACIONAL DE IRRIGAÇÃO E DRENAGEM, 1996, Campinas. *Anais...* Campinas: ABENE, 1996. p 288-300.
- FERREIRA, J.O.P. *Caracterização hidráulica de dois injetores de fertilizantes do tipo Venturi*. Piracicaba, 1994. 77p. Dissertação (Mestrado em Irrigação e Drenagem) - Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz, Universidade de São Paulo.
- IEZZI, G.; DOLCE, O.; TEIXEIRA, J.C. *Matemática para a 2ª série do 2º grau*. São Paulo: Atual, 1974. 356 p.
- MUELER, N.H.G. *Water jet pump*. New York.: ASCE. v.90, p.83-113. 1964.
- SHANI, M. *La fertilizacion combinada com el riego*. Tel-Aviv: Ministerio de Agriculture de Israel, Servicio de Extensión, 1983. 36p.
- ZÁRATE ROJAS, R. N. *Desenvolvimento e avaliação de dois injetores de fertilizantes tipo Venturi*. Piracicaba, 1995. 67p. Dissertação (Mestrado em Irrigação e Drenagem) - Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz, Universidade de São Paulo.