

## ANÁLISE DE ESCOAMENTO EM LINHAS DE DISTRIBUIÇÃO DE VAPOR

**Oliveira, P.A.P.** - pafonso@feg.unesp.br

**Silva, M.G.** - mgsilva@feg.unesp.br

**Ebinuma, C.D.** - ebinuma@feg.unesp.br

**Luz Silveira, J.** - joseluz@feg.unesp.br

Departamento de Energia - UNESP - Campus de Guaratinguetá

Avenida Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333 - 12.516-410 Guaratinguetá-SP

***Resumo.** Em sistemas de distribuição de vapor, os consumidores são prédios de produção que se localizam em pontos estratégicos, diferentemente distanciados da central geradora. A distribuição de vapor é uma função direta da geometria de cada tubulação e também dos acessórios da qual ela é composta, ocasionando com isso valores diferentes da massa de condensado para uma mesma extensão de linha. Os diferentes valores obtidos no cômputo total do condensado formado atribuídos à cada cliente levantam questões administrativas que dizem respeito ao cálculo dos custos que deverão ser cobrados destes consumidores que compartilham ramais no setor de produção. O objetivo deste trabalho é propor uma metodologia de análise do campo de escoamento na rede de distribuição, via métodos computacionais, a qual viabiliza ao empreendedor alternativas para análise energética e estabelecimento de custos em linhas de distribuição.*

***Palavras-chave:** Vapor, Rede de distribuição, Métodos numéricos aplicados, Projeto de fábrica.*

### 1. INTRODUÇÃO

Em sistemas de distribuição, embora o vapor esteja escoando internamente em tubulações isoladas, uma parte de seu calor é dissipado em virtude da diferença de temperatura com o meio ambiente e, ao fluir, parte desse vapor transforma-se em condensado. Esta massa de condensado constitui um dos principais parâmetros que devem ser levantados para o estabelecimento de custos na geração e distribuição, uma vez que os equipamentos consumidores de vapor localizam-se em prédios diferentemente distanciados da caldeira geradora, no espaço físico da planta.

Dentro deste contexto, encontram-se na literatura algumas abordagens técnicas utilizadas para o cálculo do condensados formados em linhas de distribuição. A metodologia adotada pelo Instituto de Pesquisas Tecnológicas, IPT (1985), prevê a formação de condensado em um tubo isolado através da primeira lei da termodinâmica. Esta metodologia utiliza como parâmetros de influência a velocidade de escoamento, a espessura do material isolante e a temperatura externa da superfície isolada.

Em um trabalho mais recente, Oliveira et al. (1998) analisa um circuito de distribuição fazendo uso das equações de conservação de massa e energia. A formulação desenvolvida para a estimativa da massa de condensado não levou em consideração a vazão mássica de vapor no interior da linha. Esta foi definida como uma função somente da geometria do meio em escoamento e das condições de operação do vapor.

Uma abordagem mais rigorosa foi proposta por Bialecki et al (1996), onde o autor estuda a distribuição de vapor ao longo de uma linha que apresenta tubos, conexões, válvulas e outros elementos comumente utilizados em redes de distribuição. Em seu modelo foram implementadas além das equações de conservação da massa e energia, as equações da quantidade de movimento. Foi comprovado que a perda de carga é um fator determinante na distribuição da massa de vapor nos ramais e, em consequência, na formação da massa de condensado.

Neste trabalho, propõe-se uma metodologia de análise do campo de escoamento no interior de redes, utilizando-se uma formulação integral para a resolução das equações de massa e de energia e uma formulação diferencial para a resolução da quantidade de movimento. No cálculo da perda de calor em um ramal, o processo de transferência de calor foi modelado com base na referência IPT (1985). Na estimativa da perda de carga, foram utilizadas as relações empíricas, obtidas para escoamento de vapor, discutidas na referência de Bialecki et al (1996). O método elaborado conserva a característica de praticidade exigida no setor de produção, visto que a convergência na resolução da rede é alcançada em poucas iterações e com razoável precisão. Assim sendo, o método computacional desenvolvido torna-se uma ferramenta coadjuvante para análise de processos de distribuição de vapor e estimativas de custos.

## 2. FORMULAÇÃO TEÓRICA

### 2.1. Hipóteses

- O escoamento de vapor é unidimensional.
- O regime de escoamento é permanente.
- O vapor está no estado saturado, ou seja, as propriedades termodinâmicas do vapor são calculadas com base apenas na pressão de trabalho. A temperatura do fluido de trabalho foi mantida constante.
- É considerado que em cada bifurcação da rede de distribuição há um sistema de drenagem do condensado formado. A perda de carga localizada decorrente deste sistema foi considerada desprezível.
- Não foi levado em consideração a interação entre o fluxo de condensado e fluxo de vapor.
- A área de passagem de vapor não é alterada com a formação de condensado.
- Foi considerado apenas a transferência de calor no sentido radial da tubulação.

### 2.2. Conservação da massa

A formulação integral da equação da continuidade em um meio fluido é representada pela equação  $\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dvol + \int_{sc} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0$ . Tendo em vista as hipóteses mencionadas no item 2.1, esta equação, quando aplicada a um tubo, pode ser reduzida a  $\dot{M}_1 = \dot{M}_2 + \dot{m}_c$ , sendo  $\dot{M}_1$  o fluxo de massa de vapor que alimenta o tubo,  $\dot{m}_c$  o fluxo mássico de condensado formado no comprimento L do tubo e  $\dot{M}_2$  o fluxo de vapor na saída do tubo.

### 2.3. Conservação da energia

Conforme Fox (1995), a formulação integral utilizada para descrever a conservação da energia no escoamento de um meio fluido, é dada por  $Q = \int_{SC} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$ , sendo

Q a taxa de transferência de calor do meio fluido para o meio externo, h a entalpia do fluido de trabalho, V o módulo do vetor velocidade  $\vec{V}$ ,  $\rho$  a densidade do vapor, z a cota da tubulação e A a área de passagem do fluido de trabalho. A "Figura 1" ilustra as temperaturas  $T_i$  ( $i= f,1,2,3,a$ ) utilizadas no cálculo da transferência de calor bem como a geometria do problema, definida pelos raios  $r_i$  ( $i=1,2,3$ ), respectivamente, o raio interno, raio externo e o raio do isolante da tubulação. A integração da equação (3) em cada ramal da linha de distribuição permite modelar os vários processos de transferência que ocorrem a partir do interior da linha ao meio externo.

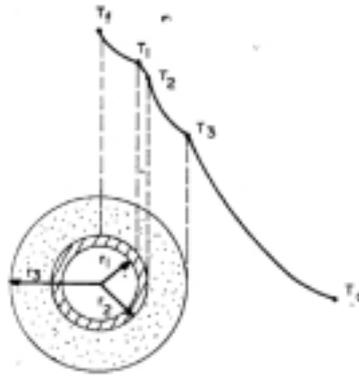


Figura 1 – Perda de calor do vapor

Inicialmente, a transferência de calor ocorre por convecção forçada entre o vapor e a superfície interna do tubo, e pode ser descrita por  $q_{ci}$ :

$$q_{ci} = h_i 2\pi r_1 L (T_f - T_1), \quad (1)$$

sendo  $T_f$  a temperatura do fluido de trabalho,  $T_1$  a temperatura da parede interna do tubo, L o comprimento do tubo e  $h_i$  o coeficiente de transferência de calor por convecção. Este coeficiente pode ser obtido a partir de tabelas disponíveis em Holman (1983) desde que se conheça as propriedades do fluido e o número de Reynolds (Re).

O fluxo de calor  $q_{ci}$  é conduzido através do material do tubo. Esta transferência de calor é descrita por  $q_{kt} = \frac{2\pi k_t (T_1 - T_2)}{\ln(r_2 / r_1)}$ , sendo  $T_2$  a temperatura da parede externa do tubo e  $k_t$  a condutividade térmica do material do tubo (W/mK).

O mesmo fluxo de calor é conduzido através do material isolante do tubo. Este material é delimitado pelos raios  $r_2$  e  $r_3$ , e atinge a temperatura  $T_3$  em sua superfície externa. A expressão que quantifica este fluxo é dada por  $q_{kj} = \frac{2\pi k_j (T_1 - T_2)}{\ln(r_2 / r_1)}$ , sendo  $k_j$  a condutibilidade térmica do material isolante (W/mK).

Considerando que o ar ambiente não esteja em movimento forçado haverá um fluxo de calor por convecção natural combinado a um outro fluxo de calor por radiação estabelecidos pela diferença de temperatura entre a tubulação e o meio. Este fluxo pode ser modelado por  $q_{cr}$  conforme a referência IPT (1985):

$$q_{cr} = h_e 2\pi r_3 L (T_3 - T_a), \quad (2)$$

com  $h_e = h_c + h_r$  e  $h_r = \frac{\sigma \cdot E \cdot (T_3^4 - T_a^4)}{T_3 - T_a}$ .  $h_c$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção natural e  $h_r$  é o coeficiente de transferência de calor por radiação. Para a sua determinação é necessário conhecer a temperatura da superfície da tubulação, a emissividade  $E$  da tubulação bem como a temperatura do meio.  $\sigma$  é a constante de Boltzman.

Em transferência de calor é comum se estabelecer uma analogia entre o fluxo de calor e o fluxo de corrente elétrica em um circuito de corrente contínua. A temperatura está associada ao potencial elétrico, ou seja, tensão, e o fluxo de calor à corrente elétrica. De acordo com esta representação é válido afirmar  $q_{ci} = \frac{T_f - T_1}{R_1} = q_{kt} = \frac{T_1 - T_2}{R_2} = q_{ki} = \frac{T_2 - T_3}{R_3} = q_{cr} = \frac{T_3 - T_a}{R_4}$ ,

sendo  $R_1 = \frac{1}{h_i 2\pi r_1 L}$ , resistência térmica representativa da convecção forçada,

$R_2 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_l L}$ , resistência térmica de condução no tubo,  $R_3 = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_j L}$ , resistência térmica

de condução no isolamento e  $R_4 = \frac{1}{h_e 2\pi r_3 L}$ , resistência térmica de convecção e radiação.

Assim sendo, o fluxo de calor resultante entre o fluido e o meio externo será dado por:

$$q = \frac{T_f - T_a}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4}. \quad (3)$$

Não é possível a determinação direta de  $q$  através da "Eq. (3)", visto que o termo  $R_4$  é definido em função da temperatura externa do isolamento a qual, *a priori*, não é conhecida. Uma maneira de solucionar o problema é transformar a "Eq. (3)", num polinômio em  $T_3$  e

resolvê-la iterativamente. Sabendo-se que  $q = \frac{T_f - T_3}{R_1 + R_2 + R_3} = \frac{T_3 - T_a}{R_4}$ , tem-se:

$$\frac{T_f - T_3}{R_1 + R_2 + R_3} - \frac{T_3 - T_a}{R_4} = 0. \quad (4)$$

Obtendo-se  $T_3$  a partir da "Eq. (4)" pode-se calcular  $q$  com a equação "Eq. (3)".

A massa de condensado formada em um dado ramal,  $m_c$ , é diretamente proporcional à taxa de calor transferida do fluido para o meio externo (Holman, 1983), ou seja,  $m_c = \frac{q}{h_{lv}}$ , sendo  $h_{lv}$  o calor latente de vaporização do vapor.

## 2.4. Conservação de Quantidade de Movimento

A formulação diferencial que modela a conservação da quantidade de movimento, é dada por,  $\frac{d}{dx}(\rho u^2) + \frac{dP}{dx} + 2 \cdot \rho \cdot u^2 \left( \frac{\phi_f}{D} \right) + \rho \cdot g \cdot \sin \alpha = 0$ , sendo  $u$  a velocidade na direção axial,  $P$  a pressão em uma coordenada  $x$  da tubulação,  $\phi_f$  o fator de fricção de Fanning,  $\alpha$  a inclinação da tubulação com relação a horizontal.

Para descrever o movimento de um fluido em linhas de distribuição é comum se trabalhar com as variáveis dependentes: fluxo de massa ( $m$ ) e pressão na linha ( $P$ ) nas equações de conservação de massa e quantidade de movimento. Assim sendo, pode-se rearranjar a equação acima segundo a expressão:

$$\frac{dP}{dx} = - \frac{2 \cdot \phi_f \cdot \rho \cdot m \cdot |m|}{D \cdot A^2} - \rho \cdot g \cdot \sin \alpha. \quad (5)$$

Neste trabalho utilizou-se a correlação de Churchill (1974) para o cálculo do fator de atrito,  $\phi_f$ :

$$\phi_f = 8 \cdot \left[ \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(a+b)^{1.5}} \right]^{\frac{1}{12}}, \quad (6)$$

sendo  $a = \left\{ 2,457 \cdot \text{LN} \left[ \left( \frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{\epsilon}{D} \right] \right\}^{16}$ ,  $b = \left( \frac{37530}{Re} \right)^{16}$  e  $\epsilon$  a rugosidade da tubulação.

É interessante ressaltar que este modelo enquadra-se em um extenso intervalo de validade no que diz respeito ao número de Reynolds ( $Re$ ) obtido de experimentos, em estado estacionário, no campo de escoamento de vapor.

A densidade do fluido é calculada em função do volume específico do vapor. De acordo com Vukalovich et al.(1968) tem-se:

$$v(T,P) = v_{cr} \cdot \left[ I_1 \cdot \frac{\theta}{\beta} + \sum_{i=1}^4 \sum_{j=0}^5 \frac{i \cdot a_{ij}}{\theta^j} \cdot \beta^{i-1} \right], \quad (7)$$

sendo  $v(T,P)$  o volume específico do vapor,  $\theta = \frac{T}{T_{cr}}$  com  $T_{cr} = 647,3K$ ,  $\beta = \frac{P}{P_{cr}}$  a pressão reduzida com  $P_{cr} = 22,12Mpa$ ,  $I_1 = 4,260321148$ ,  $v_{cr} = 0,00317 \text{ m}^3/\text{kg}$ . Os valores dos coeficientes  $a_{ij}$  utilizados no cálculo do volume específico podem ser encontrados em Bialecki et al (1996) . Digno de nota, a correlação é válida para vapor superaquecido e/ou saturado a pressões e temperaturas inferiores à 40 MPa e 1073 K, respectivamente.

As correlações (6) e (7) proporcionam o acoplamento entre todas as equações envolvidas na formulação do problema: continuidade, energia e quantidade de movimento.

## 2.5. Condições de Contorno

A linha de distribuição de vapor é dividida em elementos. Um **elemento** pode ser entendido como um tubo, uma conexão, uma válvula, ... . As extremidades de cada elemento constituem o que é designado por **nó**. Neste contexto, pode-se ter **nós livres**, ou seja, nós que pertencem apenas à um elemento e **nós interface**, nome dado ao nó que pertence a mais de

um elemento. Estas definições são úteis para o claro entendimento do tipo de condição de contorno implementado no trabalho. A malha de distribuição estudada sugere condições de contorno para nó livre e condições de contorno para nó interface. Estas condições assim se definem:

- Condição de Contorno para Nó Livre: fixa-se pressão (P) e fluxo mássico (m) quando na condição de entrada (*inflow*) do ramal. Na condição de saída (*outflow*) fixa-se o fluxo mássico e extrapola-se pressão a partir de pontos interiores.
- Condição de Contorno para Nó Interface: a pressão (P) e fluxo mássico (m) em uma coordenada x de intersecção são iguais em todos os elementos participantes.

Para o cálculo da perda de carga localizada são utilizadas as relações empíricas usualmente referidas na literatura, Fox (1995) e Mohtar (1991). O tratamento adotado por Mohtar (1991), em particular, apresenta uma abordagem interessante. Nesta, é formulada uma correlação empírica de aplicabilidade generalizada, visto que pode-se variar o coeficiente de perda de carga de uma junção, conexão, válvula ... bastando para tanto a variação dos respectivos coeficientes de perda.

### 3. MÉTODO NUMÉRICO

A linha de distribuição é definida pela geometria e características peculiares de todos elementos participantes, pelo fluxo mássico de vapor demandado pelos clientes e, obviamente, pela caldeira central, responsável pelo abastecimento do sistema como um todo a uma pressão pré-especificada. Estes dados devem ser dimensionados e/ou coletados da linha de distribuição em funcionamento a fim de prover os parâmetros de entrada necessários para a resolução numérica do modelo proposto. O algoritmo de solução consiste nos seguintes passos:

I- Discretizar todos os tubos pertencentes à geometria da rede. Neste contexto são definidos os **nós internos** em cada elemento. Utilizou-se como função distribuição de pontos aquela definida em Fletcher (1988),  $s = p.\xi + (1-p) \left\{ 1 - \frac{\text{TANH}[q.(1-\xi)]}{\text{TANH}(q)} \right\}$ , sendo s a função

distribuição dos nós internos, p e q os parâmetros que proporcionam o controle na distribuição de pontos na malha e  $\xi$  coordenada local dos nós interiores em todos os elementos tubo.

II- Aplicar as equações de conservação da massa e energia, a partir dos clientes até a caldeira, em todos os elementos que definem a geometria da rede. Sendo uma formulação integral, teremos, como resultado, os valores médios da velocidade, fluxo mássico de vapor, fluxo mássico de condensado, temperatura externa da linha bem como os respectivos coeficientes de transferência de calor em todos os elementos que constituem a rede de distribuição.

III- Utilizar a equação da conservação da quantidade de movimento em sua forma diferencial a fim de obter a pressão em todos os nós da malha gerada no item I. A equação (8) representa a forma discretizada da equação da quantidade de movimento:

$$P_{i+1} = P_i - (x_{i+1} - x_i) \left( \frac{2.\phi_{f_i} \cdot \rho_i \cdot m_i \cdot |m_i|}{D_i \cdot A_i^2} - \rho_i \cdot g \cdot \sin \alpha_i \right). \quad (8)$$

O índice i refere-se à todos os nós pertencentes à rede.

IV- Calcular a densidade em todos os nós individuais utilizando-se a relação (7), para, em seguida, obter as respectivas velocidades através da relação  $\bar{m}_i = \rho_i \cdot u_i \cdot A_i$ .

V- Atualizar as condições de contorno.

VI- Retornar ao passo II.

O processo converge quando dois critérios forem alcançados, são eles:

- quando o maior módulo da diferença entre as velocidades calculadas na iteração atual e anterior for menor que um número especificado pelo usuário, ou seja, quando  $\text{MAX}|u_i^{n+1} - u_i^n| < 1.d - 05$ , sendo n o índice representativo da iteração.
- quando for respeitado o balanço de massa, ou seja,  $\dot{M}_{\text{caldeira}} = \dot{M}_{\text{condensado}} + \dot{M}_{\text{clientes}}$ . Note que  $\dot{M}_i$  refere-se ao fluxo mássico total referente ao índice i.

#### 4. FATOR DE CUSTO: QUALIDADE $\Theta_i$

Tomando-se como base o consumo individual em cada setor e os ramais no trajeto de distribuição, é possível obter uma equação que especifica a massa de vapor que deve ser produzida na caldeira para cada cliente consumidor. Conforme Oliveira et al. (1998) o fator

de referência utilizado na elaboração dos custos,  $\Theta_i$ , será dado por  $\Theta_i = \frac{V_{pi}}{\sum V_{pi}}$ , sendo  $V_{pi}$

o consumo de vapor que o cliente i se responsabiliza e  $\sum V_{pi}$  o vapor total produzido na caldeira. A determinação destas variáveis está detalhadamente discutida em Oliveira et al. (1998).

#### 5. RESULTADOS

O caso estudo abordado no presente trabalho é referente a uma indústria química localizada no Vale do Paraíba. Nesta, é freqüente o uso da mesma planta de distribuição para diferentes demandas em um dado período de operação. Obviamente a geometria da linha não é alterada em função do uso e, em conseqüência, tal procedimento acarreta problemas de projeto caracterizados pela grande perda de carga e baixo e/ou alto fluxo de massa de vapor ao longo de suas linhas de distribuição. A figura 2 representa, esquematicamente, o layout da rede de distribuição bem como os 4 clientes consumidores com suas respectivas taxas de consumo. A geometria está definida em função do comprimento equivalente L (m) e diâmetro D (mm).

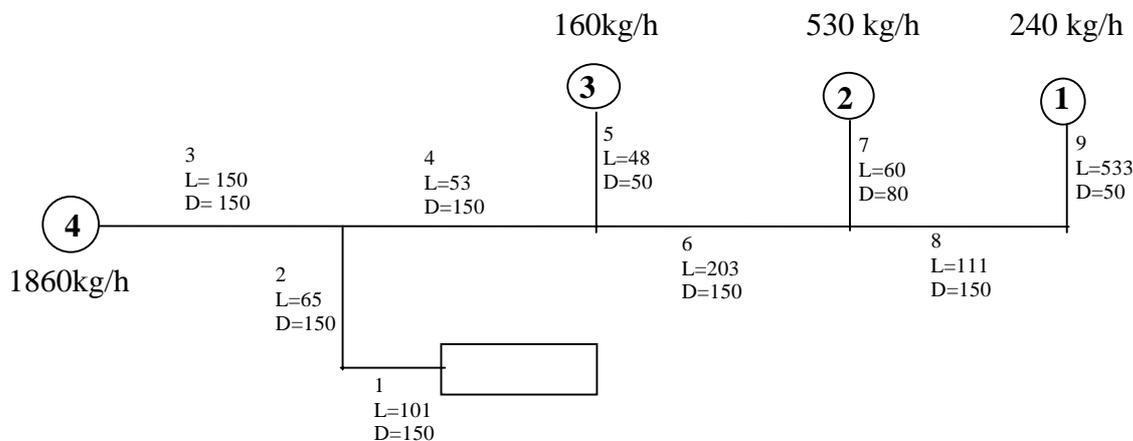


Figura 2 – Sistema de Distribuição de Vapor

Para efeito das discussões que virão a seguir, serão apresentados os resultados, obtidos a partir da metodologia proposta, apenas para o cliente **1**, definido na “Fig. 2”. Este cliente localiza-se no ponto mais distante da caldeira geradora. Sendo assim, a perda de carga associada e as baixas velocidades tornam esta localização a mais crítica do circuito.

A “Fig. 3” ilustra as vazões obtidas no circuito de tubos que irá atender o cliente **1**. É interessante observar que o programa de cálculo fornece o quanto de vapor tem de sair da caldeira para o perfeito atendimento de todos os clientes ‘reais’, identificados na “Fig.2” como clientes **1, 2, 3 e 4**, assim como os clientes ‘fictícios’, correspondentes às perdas de vapor associadas ao condensado formado.

Uma das metodologias geralmente utilizadas para a otimização de linhas de distribuição é a redução de diâmetros. Este procedimento foi parcialmente simulado no presente trabalho. As “Figs. 4, 5 e 6” ilustram a variação de pressão, velocidade média e formação de condensado, respectivamente, decorrente da redução do diâmetro do tubo 2 do circuito de distribuição. Com a redução do diâmetro tem-se uma maior velocidade e, conseqüentemente, uma maior queda de pressão. Neste contexto, o menor tempo de residência do vapor no tubo associado à redução da área de exposição leva a uma menor formação de condensado. O ganho em energia cinética é transmitido para os demais ramais na linha. Em consequência, o ligeiro aumento em número de Reynolds provoca o respectivo aumento da formação de condensado, conforme previsto pelas “Eqs. (1 e 2)”.

Levando-se em consideração as perdas de calor por radiação ter-se-á um aumento do fluxo de calor em cada elemento da rede de distribuição. De acordo com a “Eq. (7)”, o fluxo de calor é uma função da diferença entre as temperaturas da superfície do isolamento e ambiente. O maior fluxo de calor implica em uma maior diferença de temperaturas e, portanto, na elevação da temperatura do isolamento. Note que é de enorme complexidade tal enfoque, visto que parâmetros como fator de forma, radiosidade, entre muitos outros, são decisivos na elaboração de qualquer parecer de projeto. Este trabalho limitou-se apenas à análise qualitativa de tais resultados, ilustrados na “Fig. 7”.

A “Fig. 8” ilustra uma aplicação do fator de custo,  $\Theta_i$ . A vazão do cliente **1** foi alterada de acordo com os seguintes valores: 80, 240 e 720 kg/h. Esta variação provoca novas atribuições de custos à cada cliente. Deve-se ressaltar que embora a alteração da demanda do cliente **1** tenha sido ‘linear’, o fator de custo associado variou substancialmente. Basicamente esta variação é função de três fatores principais: geometria da linha, consumo de cada cliente e, também de sua posição no espaço físico da planta. A complexa relação entre estes fatores, muito citada, mas não quantificada, ressalta a importante contribuição deste trabalho.

O método proposto baseia-se numa formulação diferencial para o cálculo da pressão na linha de distribuição. O custo computacional decorrente do elevado número de pontos na malha de cálculo é bastante baixo quando analisada a “Fig. 9”. A malha de cálculo para o circuito de distribuição representado na “Fig. 2” utilizou 50 pontos em cada elemento. Conforme ilustrado na “Fig. 9” foram necessárias apenas 7 iterações para que o resíduo atingisse 1d-04.

## 6. CONCLUSÕES FINAIS

Este trabalho propõe uma metodologia baseada numa formulação integral para a resolução das equações de conservação de massa e energia e uma formulação diferencial para a resolução da equação da quantidade de movimento. Com a aplicação desta metodologia em redes de distribuição funcionais foi possível quantificar um fator de custo a ser atribuído à cada cliente que compartilha a rede. O programa de cálculo também quantifica a massa de vapor a ser produzida para o perfeito atendimento de todos os clientes. Este dado, bastante interessante ao setor de produção, foi validado com base nos relatórios emitidos pela indústria, a qual foi caso estudo deste trabalho.

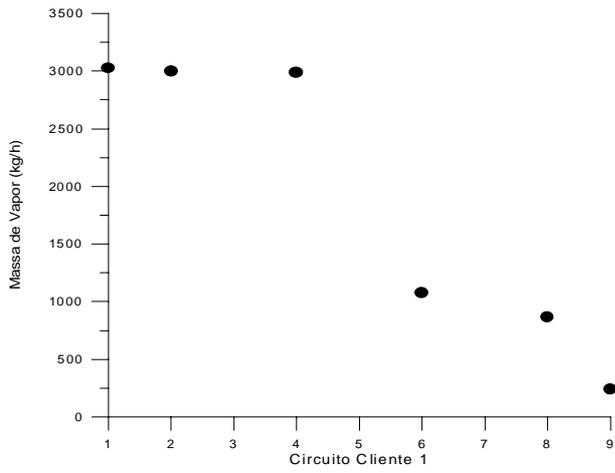


Figura 3 - Distribuição de Vapor

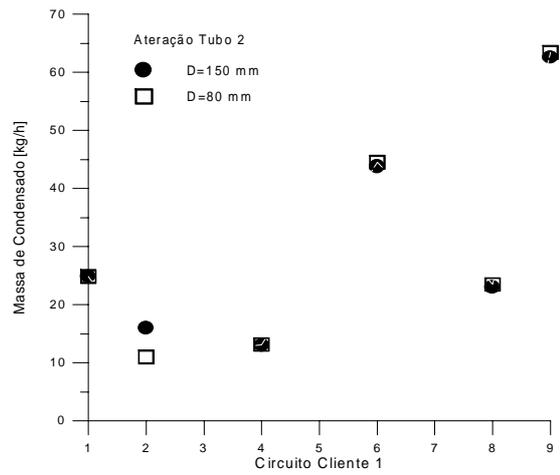


Figura 6 - Formação de Condensado

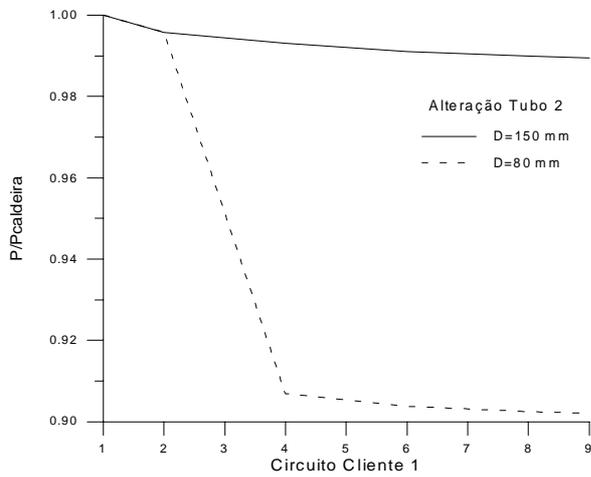


Figura 4 - Perda de Carga

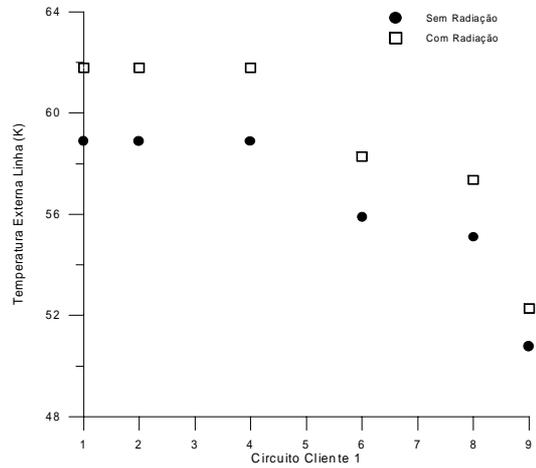


Figura 7 - Temperatura no Isolamento

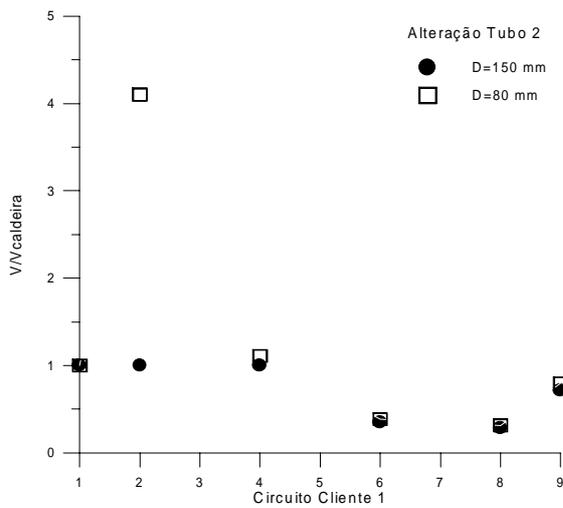


Figura 5 - Variação de Velocidades

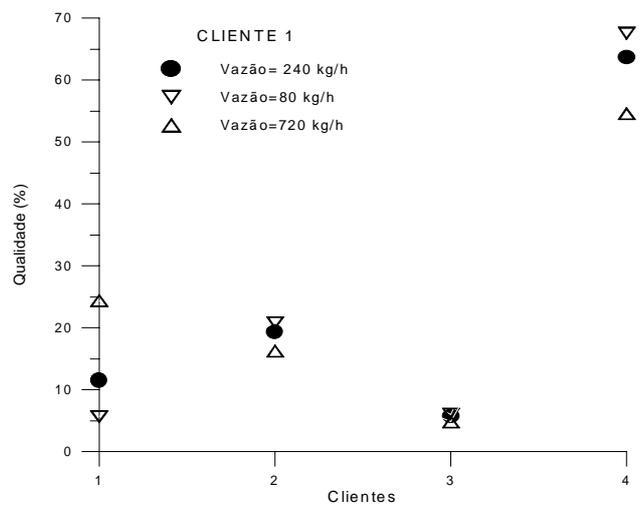


Figura 8 - Fator de Custo

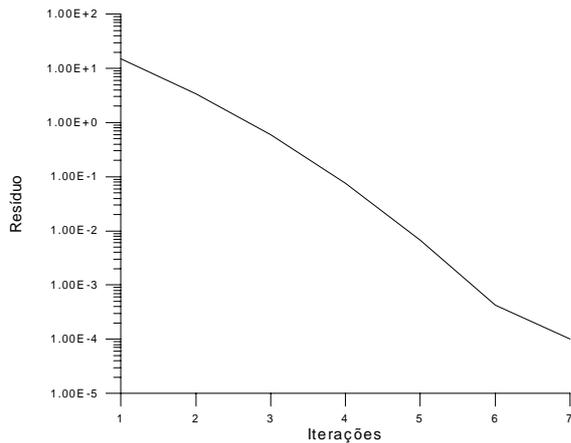


Figura 9 - Resíduo

## REFERÊNCIAS

- Bialecki, A. R. & Kruczek, T., 1996, Frictional, diathermal flow of steam in a pipeline, Chem. Eng., vol. 51, n. 19, pp 4369-4378
- Churchill, St.W., Friction Factor Equations Spans all Fluid-Flow Regimes, Chem. Eng., vol. 84, 91-92, 1974.
- Fletcher, C.A.J., 1988, Computational Techniques for Fluid Dynamics 1 - Especific Techniques for Different Flow Categories, Springer-Verlag, New York.
- Fox, R.W., McDonal, A.T., 1995, "Introdução à Mecânica dos Fluidos", John Wiley & Sons, Rio de Janeiro-RJ.
- Holman, J.P., 1983, "Transferência de calor", Mc Graw-Hill do Brasil, São Paulo;
- IPT - Instituto de Pesquisas Tecnológicas do estado de São Paulo, 1985, Divisão de Engenharia Mecânica, pp.1-8.
- Mohtar, R.H., 1991, A finite element for the analysis and optimization of pipe networks, American society of Agricultural Engineers, vol. 34(2), pp. 393-401.
- Oliveira, P.A.P. e Ebinuma, C.D., 1998, Estimativa de Condensado na Distribuição de Vapor, V Congresso de Engenharia Mecânica Norte Nordeste 1998, VCEM-NNE98, Vol III - p456/460
- Vukalovich, M.P., Aleksandrov, A.A. and Trachtengerts, M.S., 1968, Equations of State for Superheated Steam for Industrial Computations Using Electronic Computers, Teploenergetika 9, 86-90(in Russian).

**Title:** Analysis flow in steam network

**Abstract.** In steam distribution systems, the consumers are production sector that are located in strategic points of the factory, with differently distance of the steam generators. The steam distribution is a direct function of the geometry of each pipeline and also of the accessories that it is composed, causing values different of the mass of the condensed for a same line extension. The different values obtained for the condensed attributed to the each customer raise administrative subjects that say respect to the calculation of the costs that will be collected of these consumers that share extensions in the production section. The purpose of this paper is to develop a methodology of analysis of the flow field in the distribution net, through computations methods, which makes possible the alternative enterprising for energy analysis and establishment of costs in steam distribution lines.

**Key Words:** Steam, pipe network, applied numerical methods, Plant Design.