



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA
DEPARTAMENTO DE PROJETOS

RELATÓRIO FINAL
PROGRAMA INSTITUCIONAL DE BOLSAS DE INICIAÇÃO CIENTÍFICA
PIBIC/CNPq – BIP/UFSC 2008/2009

ESTUDO HIDRODINÂMICO DA CONDENSAÇÃO
CONDENSAÇÃO CONVECTIVA EM MINICANAIS

Equipe de Trabalho:

Acadêmico Eduardo Veronese Ransolin – Bolsista

Prof. Júlio César Passos – Orientador

Eng. Gil Goss Jr. – Pesquisador – Co-orientador

Tec. Danti Regis - Tecnólogo



SUMÁRIO

1. RESUMO	3
2. LOCAL E EQUIPE DE TRABALHO	3
3. INTRODUÇÃO.....	4
4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
4.1 Queda de pressão em escoamento monofásico	5
4.2 Queda de pressão em escoamento bifásico homogêneo.....	7
4.3 Queda de pressão em escoamento bifásico heterogêneo	8
5. MATERIAL E MÉTODOS	11
5.1 Calibração dos termopares.....	13
5.2 A caldeira.....	14
5.3 Compilação e comparação de correlações.....	16
5.4 Mapa de regime de escoamento.....	18
6. CONCLUSÕES.....	19
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	19

1. RESUMO

Em microcanais (diâmetro hidráulico < 1 mm), obtêm-se um aumento da taxa de calor transferido e da queda de pressão, formando assim um sistema com grande potencial de dissipação de calor em aplicações usuais, como condicionadores de ar automotivo, e em sistemas miniaturizados, como a eletrônica. Todavia, o entendimento dos fenômenos que envolvem o processo de mudança de fase no interior de microgeometrias encontra-se em fase inicial.

Extensa revisão bibliográfica sobre o assunto foi feita, para dimensionar a bancada experimental e para que, após a montagem da mesma, possamos comparar os dados obtidos na bancada com os presentes na literatura atual.

Também, todos os estudos foram compilados no *software EES*, incluindo correlações de queda de pressão (mono e bifásicas) e de padrões de escoamentos encontrados em escoamentos multifásicos. Além disso, o funcionamento da bancada experimental foi programado no *software LabView*.

Desses estudos, a parte que se refere à perda de carga em microcanais foi abordada em artigo publicado e apresentado pelo bolsista Eduardo V. R. no XVI Congresso Nacional dos Estudantes de Engenharia Mecânica.

Paralelamente, toda a bancada experimental foi projetada, e pouco a pouco vários itens foram comprados ou até mesmo construídos localmente. Por se tratar de um sistema complexo de circulação fechada e que exige controle e precisão de várias variáveis, só após um ano o processo de montagem da bancada chegou ao fim.

A seção de testes principal (onde ocorre a condensação) consiste em 8 microcanais circulares de 0,78 mm de diâmetro com 100,00 mm de comprimento, dispostos paralelamente e ligados a *mainfolds*. A refrigeração da mesma é feita por meio de *coolers* do tipo Peltier. Todo esse trabalho é aproveitado pelo mestrando Gil Goss Jr., que também serviu como orientador, junto ao professor Júlio C. Passos, durante o período da bolsa.

Palavras chave: Queda de pressão, Microcanais, Escoamento bifásico, Condensação.

2. LOCAL E EQUIPE DE TRABALHO

Essa iniciação científica se desenvolve no Boiling - Laboratório de Transferência de calor com Mudança de Fase e Escoamentos Bifásicos, situado dentro do grupo LEPTEN - Laboratório de Engenharia de Processos e Tecnologia de Energia. O LEPTEN/Boiling tem como foco principal a área de pesquisa, onde desenvolve, desde 1996, projetos em escoamento bifásico (com e sem transferência de calor) e ebulição nucleada intensificada (ebulição confinada em piscina).

Em escoamento bifásico, o foco está voltado para a área de transferência de calor e queda de pressão em micro e minicanais (com escoamentos em ebulição e condensação). Outra área de interesse é o desenvolvimento de sistemas de medição de vazão de escoamentos de ar e água através de sensores de impedância.

Na área de ebulição nucleada intensificada, destaca-se o estudo da ebulição confinada, onde se simula o efeito da micro-gravidade na ebulição em piscina. O projeto ainda enviará câmeras de ebulição em um foguete espacial, com o intuito de comparar os resultados obtidos sob micro-gravidade, no espaço, e com confinadores, na Terra.

As pesquisas são desenvolvidas com o patrocínio do CNPq, FAPESC, AEB e ANP, além do apoio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFSC, através de recursos da CAPES.

A orientação da iniciação científica é feita pelo Professor Júlio César Passos, Professor Adjunto IV do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC e coordenador da divisão Boiling do

LEPTEN. Esse trabalho acompanha os estudos envolvidos pelo mestrado do Eng. Gil Goss Júnior, que também colabora como orientador em muitos casos.

3. INTRODUÇÃO

O constante avanço tecnológico na área de microsistemas e microcomponentes tem gerado a necessidade de transferência de elevados fluxos de calor, causados pelas geometrias cada vez mais compactas. Trocadores de calor constituídos de micro e minicanais têm-se caracterizado como elementos importantes nos modernos sistemas de várias tecnologias consideradas emergentes, pois se aplicam na refrigeração, no controle térmico espacial, no resfriamento de células a combustível e em sistemas de condicionamento de ar automotivo, por exemplo. Esses utilizam microcanais com $0,4 \text{ mm} < D_h < 0,7 \text{ mm}$ (Agarwall, 2006 e Kandlikar *et al.*, 2006). Todavia, o entendimento dos fenômenos que envolvem o processo de mudança de fase no interior de microgeometrias, encontra-se em fase inicial (Kandlikar *et al.*, 2006).

Nos últimos anos, foram feitas várias investigações experimentais e teóricas sobre transferência de calor e queda de pressão em mini e microcanais. Principalmente, no que se refere perda de carga, existem divergências entre os resultados de diferentes autores, devidas, em parte, a incertezas e problemas experimentais causados pelas dificuldades dos testes e, também, devido às especificidades dos fenômenos que regem o escoamento em microcanais. A explicação comum para esta diferença é que os mecanismos físicos que são potencialmente dominantes em microcanais são menos importantes em macrocanais, como a diferença no papel das forças gravitacionais, de atrito e superficial.

Para aplicações práticas, torna-se importante a predição de coeficientes de transferência de calor e de queda de pressão, a fim de alcançar a melhor relação entre o dimensionamento do microcanal e sua eficiência na troca de calor.

Deste modo, o objetivo deste trabalho é agregar à literatura mundial dados sobre a perda de carga em microcanais durante condensação. Assim, contribui-se para melhorar a predição de coeficientes, dadas diversas configurações a serem abrangidas, tais como geométricas, de fluxo e de transferência de calor.

Porém, o processo não envolve somente o tratamento de dados, pois a captação desses depende essencialmente da criação de uma estrutura física que permita o desenvolvimento da condensação controlada de um fluido e que cause o mínimo de incerteza possível nos resultados finais. Então, para a criação dessa bancada experimental, grande revisão bibliográfica foi feita para que o dimensionamento e projeto pudesse ser feito. A partir disso as peças que compõe a bancada foram compradas ou até mesmo construídas localmente.

Por fim, pretende-se comparar os resultados obtidos com os da literatura existente.

4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Muitos artigos e livros foram lidos detalhadamente com o propósito de se ambientar no assunto, ter base para montar uma bancada experimental e também fazer predições computacionais segundo as correlações existentes.

Em geral, notou-se ao longo da revisão bibliográfica o uso de aparelhos semelhantes, mas arranjos de maneiras diferentes, ao se montar a bancada experimental. Essa diversidade foi analisada para que, com o material disponível, pudessemos montar a nossa bancada.

Além disso, grande atenção foi prestada à queda de pressão distribuída, que é causada pelo atrito devido à rugosidade e cuja análise depende do tipo de escoamento. Nesse estudo temos dois escoamentos possíveis: monofásico e bifásico. Com relação a esse último, dois tipos de abordagem podem ser feitas, a homogenia e a heterogenia.

A homogenia considera as propriedades do fluido bifásico como uma combinação, geralmente linear, das propriedades da parte vapor com a parte líquida. Já a heterogenia manipula separadamente essas propriedades.

O motivo da análise de escoamentos monofásicos nesse trabalho é a sua importância para a validação do aparato experimental, pois há um consenso muito maior e grande confiabilidade nos resultados de correlações que tratam desse tipo de escoamento.

4.1 Queda de pressão em escoamento monofásico

A queda de pressão distribuída, causada por efeitos de atrito em escoamentos em tubo de seção constante, é avaliada pela equação de Darcy-Weisbach (Idelchik 1994):

$$\Delta P = f \frac{G^2 L}{2 \rho D_h} \quad (1)$$

na qual f , G , L , ρ e D_h são o fator de atrito, a velocidade mássica ($\text{kg/m}^2\text{s}$), o comprimento do canal (m), a massa específica do fluido (kg/m^3) e o diâmetro hidráulico do canal (m), respectivamente. Este último é definido segundo a Eq. (2):

$$D_h = \frac{4A_t}{P_t} \quad (2)$$

na qual A_t e P_t são a área do canal (m^2) e o perímetro interno do canal (m).

O fator de atrito é calculado utilizando-se correlações baseadas em resultados experimentais obtidos por diversos autores. Estas levam em conta características da superfície (lisa ou rugosa), geometria da seção transversal (quadrada, circular, retangular, trapezoidal, etc.) a camada limite hidrodinâmica (desenvolvida ou em desenvolvimento) e o regime do escoamento (laminar, de transição ou turbulento).

Para o escoamento em um duto circular em regime de escoamento laminar, o fator de atrito é calculado como:

$$f = \frac{64}{Re_{D_h}} \quad (3)$$

em que Re é o número adimensional de Reynolds, definido da seguinte forma:

$$Re = \frac{D_h G}{\mu} \quad (4)$$

em que μ é a viscosidade dinâmica do fluido (Pa.s).

Deve-se também atentar para a divisão entre as regiões de escoamento hidrodinamicamente desenvolvido e em desenvolvimento (transição entre regime laminar e turbulento). De acordo com Shah et London (1978), para o cálculo da queda de pressão na região em desenvolvimento, de comprimento L_e , não é aconselhável a utilização da Eq. (3). Faz-se necessário a estimativa de um fator de atrito aparente, expresso através da correlação:

$$f_{app} \cdot Re_{D_h} = 3,44(x^+)^{-0,05} + \frac{\left[\frac{K_\infty}{4(x^+)} \right] + f \cdot Re_{D_h}^{-3,44}(x^+)^{-0,5}}{1 + C \cdot (x^+)^{-2}} \quad (5)$$

$$x^+ = \frac{L_e}{D_h \cdot Re_{D_h}} \quad (6)$$

na qual os valores de $K_{(\infty)}$, $f.Re_{Dh}$ e C valem 1,250 ; 16 ; 0,000212 respectivamente, retirados de Idelchik (1994). Além disso, L_e pode ser calculado pela seguinte correlação

$$L_e = D_h \cdot [7,88 \cdot \log Re - 4,35] \quad (7)$$

de Idelchick (1994), ou pela bem aceita equação

$$L_e = 0,05 \cdot Re_{Dh} \cdot D_h \quad (8)$$

A correlação de Phillips (1987), proposta para calcular o fator de atrito que abrange a região em desenvolvimento e a turbulenta, no interior de canais circulares é definida da seguinte forma:

$$f = 4 \cdot A \cdot Re_{Dh}^B \quad (9)$$

em que os coeficientes A e B são calculados através das equações seguintes:

$$A = 0,09290 + 1,01612 \frac{D_h}{L} \quad (10)$$

$$B = -0,26800 - 0,32930 \frac{D_h}{L} \quad (11)$$

Para o cálculo de queda de pressão em região turbulenta, a equação proposta por Blasius é muito usada:

$$f = 0,316 \cdot Re_{Dh}^{-0,25} \quad (12)$$

Nesse momento, observa-se que nenhuma correlação anterior leva em consideração a rugosidade do canal, pois nelas se considera um canal liso ou de rugosidade desprezível. Porém, para casos em que as correlações anteriores não conseguem prever os resultados reais com acuracidade, as seguintes equações devem ser usadas:

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -2 \log \left(\frac{e}{3,7 \cdot D_h} + \frac{2,51}{Re_{Dh} \cdot f^{0,5}} \right) \quad (13)$$

de Colebrook e também a correlação

$$f = 8 \left\{ \left(\frac{8}{Re_{Dh}} \right)^{12} + \left[\left(2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_{Dh}} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \left(\frac{e}{D_h} \right)} \right] \right)^{16} + \left(\frac{37530}{Re_{Dh}} \right)^{16} \right]^{-1,5} \right\}^{1/12} \quad (14)$$

de Churchill (1977), em que e é a rugosidade do canal (m).

Como prova do consenso de resultados, todas as correlações supracitadas resultaram em valores muito próximos para valores médios de velocidade mássica, como $200 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$. Porém, conforme a velocidade mássica aumenta, discrepâncias entre as correlações que envolvem a rugosidade do canal e as que não envolvem podem chegar a 10%, como quando G é igual a $600 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$.

Todo cálculo numérico e propriedades termodinâmicas utilizados nesse relatório foram computados e extraídos do software EES – Engineering Equation Solver.

Já a queda de pressão localizada, que ocorre ao se exigir que o fluido passe através de acessórios, curvas ou mudanças súbitas de área, é tradicionalmente calculada da seguinte forma:

$$\Delta P = K \frac{G^2}{2\rho} \quad (15)$$

Segundo Idelchik (1994), para entradas e saídas dos canais, onde há contração e expansão respectivamente, a constante K é igual a:

$$K_{entrada} = \frac{\left[1 - \frac{A_p}{A_g}\right]^{\frac{3}{4}}}{2} \quad (16)$$

$$K_{saída} = \left[1 - \frac{A_p}{A_g}\right]^2 \quad (17)$$

nas quais A_p é igual à área pequena e A_g à área grande.

No presente estudo, a A_g é igual à área transversal imediatamente anterior à entrada nos canais, e também a imediatamente posterior à saída, e A_p à área transversal somada dos canais.

4.2 Queda de pressão em escoamento bifásico homogêneo

Como dito anteriormente, existem duas abordagens quando se analisa a perda de carga (queda de pressão devido ao atrito) em escoamentos bifásicos: a homogênea e a heterogênea. Segundo a análise homogênea, as propriedades do fluido são calculadas como uma combinação das propriedades das fases vapor e líquida. A seguir temos as propriedades e os parâmetros homogêneos que são usados nas correlações:

$$Re_{D_h} = \frac{G \cdot D_h}{\mu_{hom}} \quad (18)$$

$$\mu_{hom} = x \cdot \mu_v + (1 - x) \mu_l \quad (19)$$

$$\frac{1}{\rho_{hom}} = \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \quad (20)$$

em que x é o título na seção transversal dada e os subscritos v e l indicam a que o indexado corresponde à fase vapor e líquida, respectivamente.

Na avaliação da queda de pressão em escoamentos bifásicos deve se levar em consideração a aceleração ou desaceleração do fluido conforme a troca de fase se desenvolve. Como durante o escoamento o fluxo mássico \dot{m} deve ser constante, e o vapor é mais leve que o líquido, tem-se que a velocidade superficial do vapor é maior que a do líquido. Esse fenômeno provoca, durante a condensação, um aumento na pressão devido à desaceleração, que pode ser calculado por (Carey, 1992):

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_a = G^2 \frac{d}{dz} \left(\frac{x^2}{\alpha \rho_v} + \frac{1-x^2}{(1-\alpha)\rho_l} \right) \quad (21)$$

equação na qual z é a componente correspondente ao eixo guia por onde o escoamento se desenvolve e α é a fração de vazio. A fração de vazio é definida como área da seção transversal ocupada pelo vapor dividida pela área total da seção transversal. Butterworth (1975) apresentou uma correlação geral válida para várias correlações de fração de vazio encontradas na literatura, que é apresentada como:

$$\alpha = \left[1 + A \left(\frac{1-x}{x} \right)^B \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^D \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^J \right]^{-1} \quad (22)$$

na qual os valores de A , B , D e J são fornecidos na Tabela 1, para diferentes correlações:

Tabela 1 – Tabela com os coef. para a correlação de Butterworth (1975), ver Collier e Thome (1996)

Modelo ou Correlação	A	B	D	J
Modelo Homogêneo	1	1	1	0
Correlação de Lockhart e Martinelli	0,28	0,64	0,36	0,07
Modelo de Zivi	1	1	0,671	0
Correlação de Baroczy	1	0,74	0,65	0,13
Correlação de Thome	1	1	0,89	0,18
Modelo de Turner-Wallis	1	0,72	0,4	0,08

Já a queda de pressão relacionada à fricção é calculada como a seguir (Carey, 1992):

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \frac{2f_{hom}G^2}{D_h \cdot \rho_{hom}} \quad (23)$$

equação na qual

$$f_{hom} = \begin{cases} \frac{64}{Re_{D_h}}, & Re_{D_h} < 2300 \\ 0,316Re_{D_h}^{-0,25}, & Re_{D_h} \geq 2300 \end{cases} \quad (24)$$

Para calcular as quedas de pressão localizadas podemos utilizar os seguintes K , que pertencem à equação (14):

$$K_{entrada} = \left[0,639^2 \cdot \left(1 - \frac{A_p}{A_g}\right) + 1 - \left(\frac{A_p}{A_g}\right)^2 \right] \cdot \left[1 + x \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1\right) \right] \quad (25)$$

$$K_{saída} = -2 \left[\frac{A_p}{A_g} \cdot \left(1 - \frac{A_p}{A_g}\right) \cdot \left[1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1\right) \cdot (B_b \cdot x \cdot (1 - x) + x^2) \right] \right] \quad (26)$$

4.3 Queda de pressão em escoamento bifásico heterogêneo

Na abordagem heterogênea, o modelo mais antigo e ainda bastante utilizado em macro e microcanais é o de Lockhart e Martinelli (1949), que se baseia em duas premissas fundamentais:

- a pressão é uniforme na seção transversal do escoamento e o gradiente de pressão do líquido é igual ao gradiente de pressão do vapor. Conseqüentemente, o mesmo se aplica à mistura bifásica. Assim,

$$\left(-\frac{dP}{dz}\right)_l = \left(-\frac{dP}{dz}\right)_v \quad (27)$$

- a área da seção transversal do escoamento é igual à área ocupada por vapor mais a ocupada por líquido:

$$A_l + A_g = A \quad (28)$$

Da equação (27), considerando-se somente a queda de pressão distribuída, chega-se a um fator X , chamado de parâmetro de Lockhart-Martinelli,

$$X = \left[\frac{\left(\frac{dP}{dz}\right)_{l*}}{\left(\frac{dP}{dz}\right)_{v*}} \right]^{0,5} \quad (29)$$

no qual o subscrito * aponta que os gradientes de pressão são calculados como se cada fase, com sua velocidade própria, ocupasse a tubulação inteira, ou seja, um escoamento monofásico no canal. Esse parâmetro é utilizado em muitas correlações de multiplicadores bifásicos, ϕ_l e ϕ_v , cuja definição é a seguinte:

$$\left(-\frac{dP}{dz}\right)_l = \left(-\frac{dP}{dz}\right)_{l*} \cdot \phi_l^2 \quad (30)$$

$$\left(-\frac{dP}{dz}\right)_v = \left(-\frac{dP}{dz}\right)_{v*} \cdot \phi_v^2 \quad (31)$$

Chisholm (1967) desenvolveu a seguinte correlação para multiplicador bifásico:

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (32)$$

na qual o fator C é função do regime dos escoamentos das duas fases.

Tabela 2 – Valores da constante C em função do regime de escoamento

	Vapor	
Líquido	Laminar	Turbulento
Laminar	5	12
Turbulento	10	20

Mishima and Hibiki (1996) promoveram trabalhos com escoamentos ar-água em canais de 1-4mm de diâmetro e correlacionaram a constante C ao diâmetro hidráulico :

$$C = 21[1 - \exp(-0,319D_h)] \quad (33)$$

Lee e Mudawar (2004) mediram a perda de pressão bifásica através de um microcanal que serviu como um evaporador para um ciclo de refrigeração. O microcanal retangular tinha como dimensões 231 μ m de altura e 713 μ m de largura. Os experimentos foram executados com refrigerante R-134a. Eles também desenvolveram uma correlação para representar o parâmetro C como uma função dos números adimensionais de Re (Reinolds) e We (Weber). Para escoamentos laminares de líquido e vapor:

$$C = 2,16Re_{l*}^{0,047}We_{l*}^{0,6} \quad (34)$$

Para escoamentos de líquido laminar e vapor turbulento:

$$C = 1,45Re_{l*}^{0,25}We_{l*}^{0,23} \quad (35)$$

Também, Chisholm (1973) modificou o procedimento e as equações desenvolvidas por Baroczy (1961 e 1966), que levam em conta propriedades dos fluidos, título, fluxo mássico e são baseadas em dados de escoamentos de vapor, ar-água, mercúrio-nitrogênio, para então chegar à seguinte correlação:

$$\phi_l^2 = 1 + (Y^2 - 1)Bx^{(2-n)/2}(1-x)^{(2-n)/2} + x^{2-n} \quad (36)$$

na qual Y é o parâmetro de Chisholm (inverso do parâmetro de Lockhart-Martinelli)

$$Y = X^{-1} \quad (37)$$

$$B = \begin{cases} \frac{55}{G^{0,5}} & 0 < Y < 9,5 \\ \frac{520}{(Y.G^{0,5})} & 9,5 \leq Y \leq 28 \\ \frac{15000}{(Y^2.G^{0,5})} & 28 < Y \end{cases} \quad (38)$$

e n é igual ao expoente a que o número de Reynolds é elevado na equação do fator de fricção turbulento (eq. 9).

Friedel (1979) por sua vez, desenvolveu a seguinte correlação com base em um banco de dados de 25000 pontos de escoamento adiabático através de canais com $D_h > 1$ mm:

$$\phi_l^2 = E + \frac{3,21F.H}{Fr^{0,0454}We^{0,035}} \quad (39)$$

$$E = (1 - x)^2 + \frac{x^2 \rho_l f_{v*}}{\rho_v f_{l*}} \quad (40)$$

$$F = x^{0,78}(1 - x)^{0,224} \quad (41)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,91} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,7} \quad (42)$$

$$Fr = \frac{G^2}{(g.D_h.\rho^2_{hom})} \quad (43)$$

$$We = \frac{G^2.D_h}{(\sigma.\rho_{hom})} \quad (44)$$

na qual g , e σ são a aceleração gravitacional (m/s^2) e a tensão superficial (N/m).

Cavallini *et al.* (2002) juntou dados de pesquisas em condensação em canais com 3-21mm de vários autores e propôs mudanças na correlação de Friedel (1979). O parâmetro E continua o mesmo, porém os outros mudam como a seguir:

$$F = x^{0,6978} \quad (45)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,3278} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{-1,181} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{3,477} \quad (46)$$

$$We = \frac{G^2.D_h}{(\sigma.\rho_v)} \quad (47)$$

$$\phi_l^2 = E + \frac{1,262.F.H}{We^{0,1458}} \quad (48)$$

Garimella *et al.* (2005) propuseram um modelo validado experimentalmente para queda de pressão na condensação de R134-a em canais circulares e não-circulares de $0,4 < D_h < 4,9$ mm. Nesse estudo observou-se escoamento anular (predominantemente) e intermitente, com $150 < G < 750$ kg/m²s. O fator de atrito apresentado é o seguinte:

$$f = A.X^a.Re_l^b.\Psi^c.f_l \quad (49)$$

onde A depende da geometria do canal e a , b e c só dependem do regime do escoamento. Re_l é calculado levando-se em conta o título e a fração de vazio na seção selecionada. Ψ é um parâmetro relacionado à tensão superficial, à velocidade superficial e à viscosidade dinâmica da fase líquida. Calcula-se f_l com Re_l .

Atenta-se ao fato de que até agora nesse trabalho, não foi levado em consideração o padrão do escoamento. Assume-se que as fases se distribuem de forma uniforme na seção transversal do escoamento. Porém, observam-se na prática muitos padrões de escoamento como o pistonado, estratificado, anular e outros. Assim, existem correlações que podem abordar especificamente um ou mais padrões.

Com relação às quedas de pressão localizadas e à elevação de pressão devido à desaceleração, podem-se utilizar os mesmos cálculos desenvolvidos na análise homogênea.

5. MATERIAL E MÉTODOS

A bancada experimental (Fig. 5.0.1 e Fig. 5.0.2) que permite o estudo é composta por um sistema elétrico de geração de vapor (1 e 6), uma bomba (2), um filtro (3), pós-condensador (4) e a seção de testes (5).

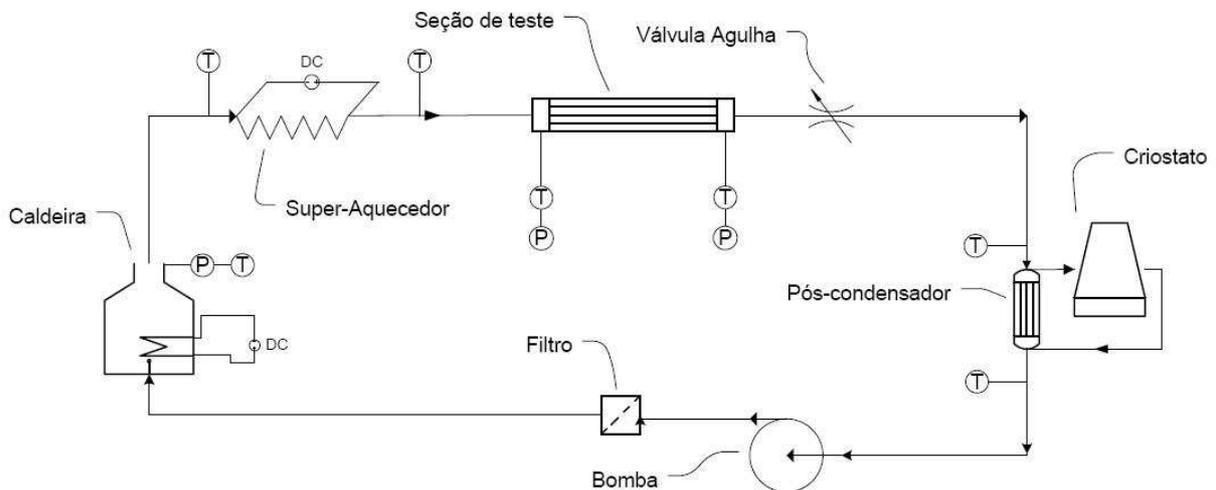


Figura 5.0.1 – Esquema da bancada experimental

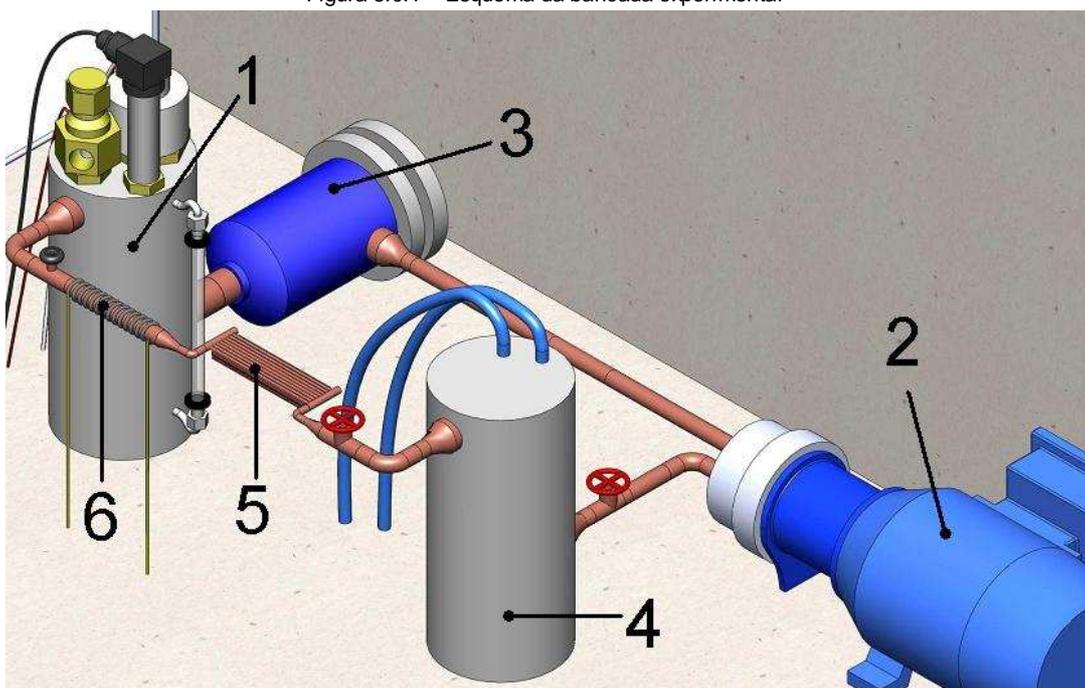


Figura 5.0.2 – Modelagem da bancada experimental

As configurações básicas as que a bancada será submetida envolvem pressões de 1 a 6 bar e a velocidades mássicas entre 400 e 1000kg/m²s em cada canal. Os principais pontos de obtenção de dados localizam-se na seção de testes de cobre, que contém 8 microcanais circulares de 0,78mm de diâmetro interno e 2,21mm de diâmetro externo, com comprimento de 100,00mm, soldados a um bloco de cobre de 3,04mm e espaçados de 3,10mm. Para uma maior área de contato entre os minicanais e o bloco, rasgos semicirculares foram feitos no bloco, os quais acomodam os microcanais (Fig. 5.0.3). O fluido de trabalho R134-a será direcionado aos canais (e para fora dos mesmos) por meio de tubos coletores, ou *mainfolds*. No início da seção, no coletor de entrada, o vapor estará superaquecido e durante sua passagem pelos microcanais, cujas paredes estarão resfriadas por meio de *coolers* do tipo Peltier, sofrerá condensação. O fluxo de calor médio será medido por meio de um fluxímetro de calor.

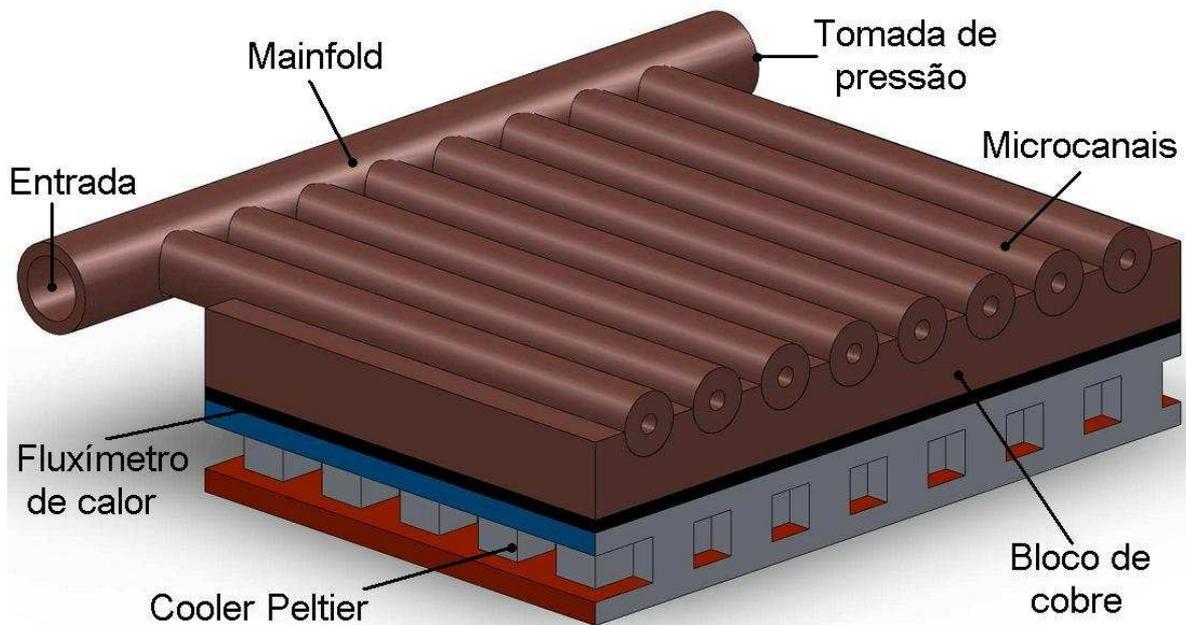


Figura 5.0.3 – Seção de teste em corte transversal

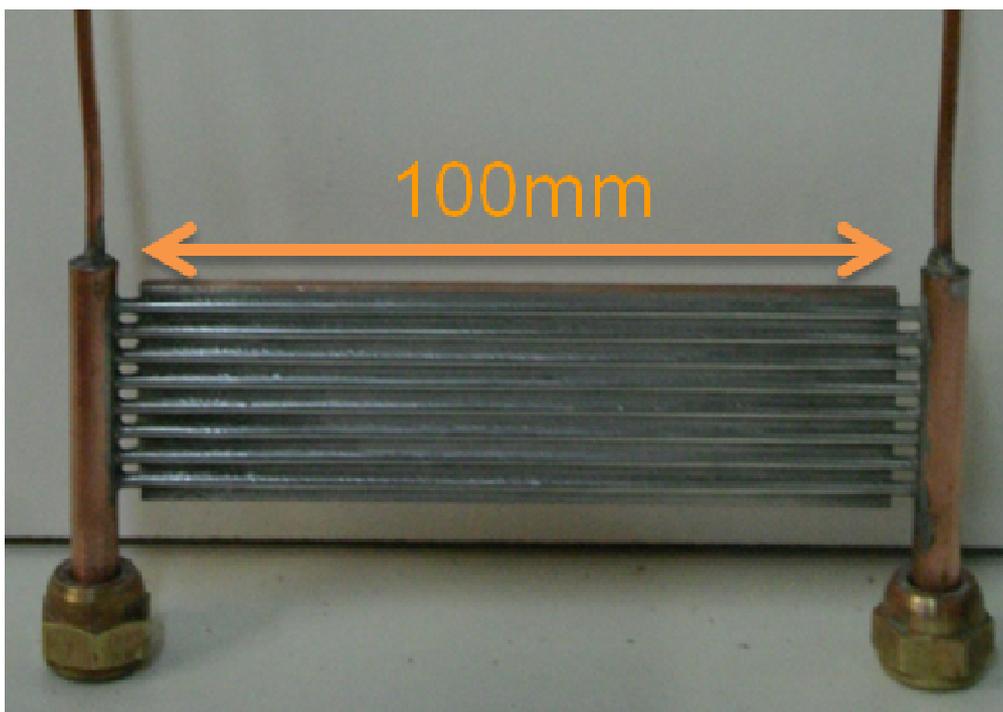


Figura 5.0.4 – Foto superior da seção de testes



Figura 5.0.5 – Foto inferior da seção de testes (onde será acoplado o *cooler* Peltier)

Na seção de testes monitoram-se temperatura (termopares tipo E), pressão (transdutores WTP-4010) e fluxo de calor (fluxímetro) em diversos pontos.

5.1 Calibração dos termopares

A equação dada pelo fabricante desses termopares tipo E (cromel-constantan) para a transformação de um valor de tensão elétrica em um valor de temperatura demonstrou um erro sistemático que era proporcional a temperatura medida. Assim, preferimos calibrar os termopares a consertar a equação do fabricante.

Para curtas faixas de temperaturas como a usada (20-95 graus Celsius), a temperatura (T) em função da tensão tem comportamento linear e depende da temperatura de referência (T_{ref} , temperatura na extremidade oposta à ponta do termopar) e da tensão (U) como ilustrado a seguir:

$$T = T_{ref} + f(U) \quad (50)$$

Registra-se que todos os termopares utilizados na calibração têm igual T_{ref} , pois cada respectiva extremidade foi envolta em fita condutora térmica e então todas foram alojadas juntas dentro um bloco de cobre, assim garantindo uma grande estabilidade e igualdade térmica. Desse modo, podemos utilizar um sistema de calibração dos termopares que permita a eliminação do fator T_{ref} . Esse sistema consiste em dois pontos de coleta de dados que tem em comum a extremidade oposta de suas juntas: no primeiro ponto gelo e água coexistem e, logo, a temperatura é constante (monitorada por um termopar) e no outro haverá variação da temperatura (T_{teste} , monitorada por um termômetro de precisão e pelo resto dos termopares). Como sabemos que a temperatura onde gelo e água coexistem é 0 grau Celsius ao nível do mar e também temos a leitura das tensões nos termopares dos dois pontos, temos 2 equações com 2 incógnitas:

$$T_{\text{água+gelo}} = 0 = T_{ref} + f(U_{\text{água+gelo}}) \quad (51)$$

$$T_{teste} = T_{ref} + f(U_{teste}) \quad (52)$$

subtraindo-as:

$$T_{teste} = f(U_{teste}) - f(U_{\text{água+gelo}}) \quad (53)$$

e como sabemos que f é uma função linear:

$$T_{teste} = f(U_{teste} - U_{\text{\u00e1gua+gelo}}) \quad (54)$$

Assim, resta saber qual s\u00e3o os coeficientes de f por meio de diferentes dados experimentais de temperatura e de tens\u00e3o nos termopares. Para isso, variamos a T_{teste} de 20 a 95 graus Celsius em incrementos de 5 graus Celsius, resultando em 16 pontos de temperaturas deferentes.

Junto ao term\u00f4metro de precis\u00e3o (escala de 0,1 graus Celsius) foram posicionadas as pontas dos termopares a serem calibrados. Tomou-se o cuidado de isolar cada um eletricamente e tamb\u00e9m de posicion\u00e1-los o mais pr\u00f3ximo poss\u00edvel do term\u00f4metro.

Ent\u00e3o, em cada patamar de temperatura alcan\u00e7ado, esperaram-se aproximadamente 25 minutos para a estabiliza\u00e7\u00e3o da temperatura. A partir disso a leitura da tens\u00e3o em todos os termopares (incluindo o que est\u00e1 no meio \u00e1gua+gelo) foi registrada, junto com o que o term\u00f4metro de precis\u00e3o apontava (T_{teste}).

Durante esse registro, os valores de $U_{teste} - U_{\text{\u00e1gua+gelo}}$ variaram de 2 a 4 μV em torno de uma m\u00e9dia, que foi definida como par ordenado para a temperatura indicada no term\u00f4metro. A m\u00e9dia dos desvios padr\u00f5es dos valores de $U_{teste} - U_{\text{\u00e1gua+gelo}}$ de cada termopar \u00e9 igual a 1,8 μV .

Em posse de todos esses dados, foi poss\u00edvel, por meio do M\u00e9todo dos M\u00ednimos Quadrados, estabelecer uma fun\u00e7\u00e3o para cada termopar:

$$T_{calculada} = f(U_{teste} - U_{\text{\u00e1gua+gelo}}) \quad (55)$$

Por fim, a m\u00e9dia dos desvios padr\u00f5es das subtra\u00e7\u00f5es $T_{teste} - T_{calculada}$ de cada termopar \u00e9 igual a 0,12\u00b0C, e pode ser utilizada como indicador de qualidade do procedimento. Outro indicador de qualidade \u00e9 o fator R^2 (quanto mais pr\u00f3ximo de 1, melhor \u00e9 o resultado) de cada reta obtida, o qual \u00e9 igual a 0,9999 para todos os termopares, havendo varia\u00e7\u00e3o s\u00f3 a partir da 5\u00b0 casa decimal.

5.2 A caldeira

Com rela\u00e7\u00e3o \u00e0 caldeira, o tipo escolhido foi el\u00e9trico. Basicamente, o que define o tipo de uma caldeira \u00e9 a proveni\u00eancia da sua gera\u00e7\u00e3o de energia t\u00e9rmica. No caso das caldeiras el\u00e9tricas, a pot\u00eancia fornecida prov\u00e9m de uma resist\u00eancia el\u00e9trica, fen\u00f4meno esse descrito como efeito Joule.

As caldeiras el\u00e9tricas t\u00eam como caracter\u00edsticas principais a alta efici\u00eancia, a necessidade de pequeno espa\u00e7o para sua instala\u00e7\u00e3o e o alto controle sobre a pot\u00eancia fornecida ao fluido. Tamb\u00e9m, seu uso \u00e9 restringido a pequenas instala\u00e7\u00f5es devido ao alto custo da energia el\u00e9trica cobrado pelas distribuidoras.

No caso dessa bancada experimental, preferiu-se projetar e montar a caldeira a compr\u00e1-la, devido ao pre\u00e7o alto praticado pelos fabricantes, \u00e0s configura\u00e7\u00f5es mais espec\u00edficas alcan\u00e7adas dessa forma e ao aprendizado gerado.

Os componentes principais da caldeira el\u00e9trica (figura 5.2.4 e 5.2.5) produzida s\u00e3o:

- Termostato (1):
O termostato usado na caldeira \u00e9 do tipo PT-

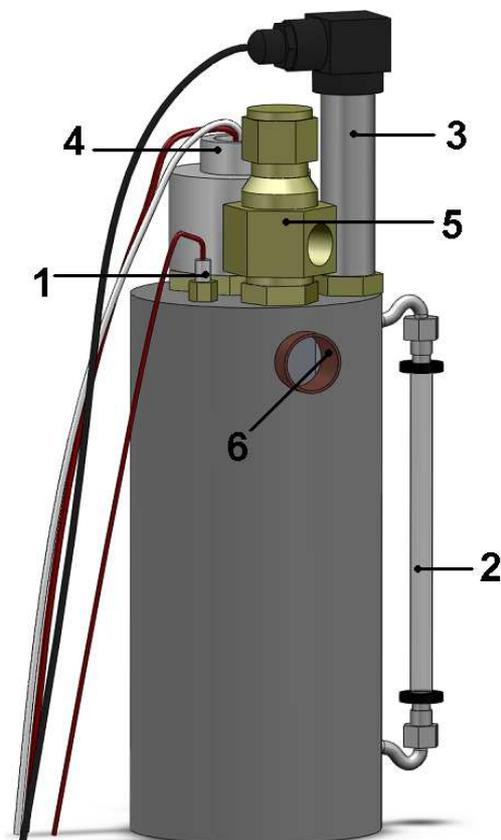


Figura 5.2.4

100, o que indica que ele é feito de platina e sua resistência a 0°C é igual a 100 Ω. A resistência elétrica dos metais aumenta com a temperatura, devido ao princípio da agitação térmica. Assim, controlando a tensão disponível e fazendo a leitura do valor da corrente, é possível obter o valor da resistência e relacioná-lo a temperatura do material através de tabelas de calibração.

- Visor de nível (2):

Usado para que seja possível a observação do nível de líquido no interior da caldeira a olho nu. Deve se tomar cuidado para que as conexões e a peça translúcida (normalmente mangueira ou acrílico) suportem a pressão interna.

- Transdutor absoluto de pressão (3):

É um dispositivo que indicam a pressão absoluta em determinado local. O transdutor de pressão usado na caldeira é do tipo potenciométrico, o qual converte valores de pressão em valores de resistência elétrica, segundo o esquema da figura 5.2.6.

São de baixo custo, podem operar sob diversas condições, o sinal pode ter intensidade boa, dispensando amplificações. Porém, o mecanismo produz desvios inerentes e têm alguma sensibilidade a variações de temperatura. Há também o desgaste natural do potenciômetro.

Em geral usados para pressões de 0,035 a 70 MPa. Precisão na faixa de 0,5 a 1% do fundo de escala sem considerar as variações de temperatura.

Nessa caldeira, é usado um transdutor de pressão modelo WTP-4010 da Warme do Brasil, que opera sob pressões de 0-7bar, tem sinal de saída de 0-10V e alimentação de 14-36V.

- Resistência elétrica (4):

As especificações da resistência elétrica variam conforme a demanda de potência e a disponibilidade de tensão. No presente caso, dispõe-se de duas resistências elétricas ligadas em paralelo de 100 Ω cada, as quais resultam em uma resistência equivalente de valor igual a 50 Ω. A fonte de tensão usada é capaz de fornecer até 200V com boa precisão. Assim, conforme o efeito Joule, a potência dissipada em forma de calor é igual ao valor da tensão ao quadrado dividido pelo valor da resistência, o que é igual a 800W nesse caso.

- Válvula de segurança (5):

Permite uma descarga rápida de fluido quando a pressão a qual o vaso de pressão está submetido chega à pressão de abertura da válvula. Esse valor é estipulado de forma que preserve as condições de segurança.

Assim, a máxima pressão de abertura é a máxima pressão que o vaso de pressão pode ser submetido segundo seu projeto, que é chamada de pressão máxima de trabalho permissível.

Na caldeira em questão, usa-se uma válvula de segurança cuja pressão de abertura é 7bar, valor esse que é adequado às especificações da caldeira e às condições de segurança necessárias.

- Conexões de entrada (6) e saída (7):

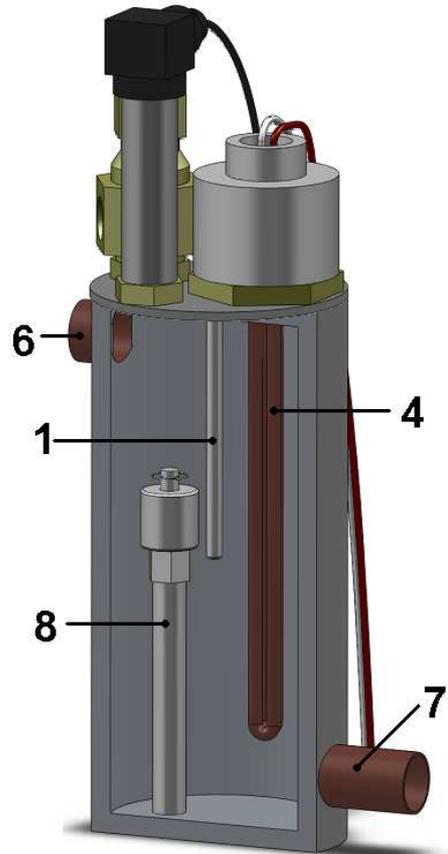


Figura 5.2.5

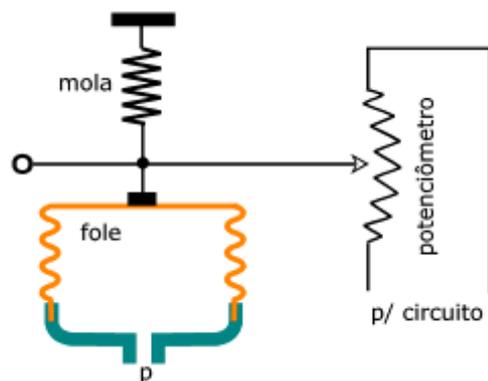


Figura 5.2.6

As conexões usadas são de 1" (uma polegada).

- Sensor de nível (8):

O dispositivo chamado sensor de nível é sensível a dois limites, máximo e mínimo, de nível do líquido na caldeira.

É composto por um cilindro oco que desliza sobre um eixo conforme o nível do líquido. Assim, o cilindro é conduzido até que se encoste aos sensores, um situado na altura correspondente ao máximo nível e o outro ao mínimo nível, e quando isso ocorre um sinal elétrico é liberado.

Deste modo, pode-se controlar a bomba de reposição conforme os sinais enviados pelo sensor de nível. Ou seja, se o sensor indica nível máximo, desliga-se a bomba, e se indica nível mínimo, liga-se a bomba. Esse tipo de controle é chamado ON/OFF e pode causar oscilações de pressão dentro da caldeira.

Caso se deseje um controle mais fino, deve-se aplicar um sistema de controle mais avançado, como o PID (controle proporcional, integral e derivativo).

O modelo de sensor de nível usado nessa caldeira é o RF-3001D (figura 5.2.7) da marca DIGIMEC.



Figura 5.2.7

5.3 Compilação e comparação de correlações

Todas as equações descritas nesse trabalho já foram compiladas no software EES, que é capaz de executar diversas operações com um diferencial de possuir uma extensa biblioteca de funções matemáticas e de propriedades termofísicas.

Assim, além de resolver equações diferenciais ele automaticamente busca as propriedades termofísicas necessárias à resolução. Outra função do EES é a manufatura de gráficos e tabelas paramétricas.

As correlações compiladas foram validadas por meio de exercícios do recém lançado livro do pesquisador Garimella (2005). Aqui temos um exemplo de compilação, uma correlação proposta por Garimella (2005), que tem foco em escoamentos anulares em condensação.

Garimella et al.

$$Re_{l,gar} = G \cdot Dh \cdot \left[\frac{1 - X}{\mu_l \cdot (1 + \alpha^{0,5})} \right]$$

$$Re_{v,gar} = G \cdot Dh \cdot \frac{X}{\mu_v \cdot \alpha^{0,5}}$$

$$dP_{lgardZ} = f_{l,gar} \cdot G^2 \cdot \frac{(1 - X)^2}{2 \cdot Dh \cdot \rho_l}$$

$$dP_{vgardZ} = f_{v,gar} \cdot G^2 \cdot \frac{X^2}{2 \cdot Dh \cdot \rho_v}$$

$$X_{gar}^2 = \frac{dP_{lgardZ}}{dP_{vgardZ}}$$

$$j_1 = G \cdot \left[\frac{1 - X}{\rho_l \cdot (1 - \alpha)} \right]$$

$$\psi = j_1 \cdot \frac{\mu_l}{\sigma}$$

$$f_l = A_1 \cdot X_{gar}^{a_2} \cdot Re_{l,gar}^{b_1} \cdot \psi^{c_1} \cdot f_{l,gar}$$

$$p_{f,gar} = f_l \cdot G^2 \cdot \frac{X^2}{2 \cdot \rho_v \cdot \alpha^{2,5} \cdot Dh}$$

$$\Delta P_{f,gar} = \int_{z_i}^{z_r} (p_{f,gar}) dz$$

Figura 5.3.1: Correlação de Garimella (2005) compilada

A seguir têm-se alguns exemplos da influência das variáveis velocidade mássica (G), título de vapor na saída do microcanal (x_f) e na perda de carga (parcela da queda de pressão devida ao atrito). Utilizaram-se as dimensões e parâmetros reais da bancada em construção (9 canais de $D_H=0,78\text{mm}$; $z=100\text{mm}$; $x_{inicial}=1$; como aproximação, admite-se variação linear do título entre a entrada e a saída dos canais):

- Chisholm
- Friedel
- Lockhart e Martinelli
- Wilson *et al.*
- Cavallini *et al.*
- Garimella *et al.*
- Mishima e Hibiki
- Homogêneo

Figura 5.3.2: Legenda para as próximas figuras.

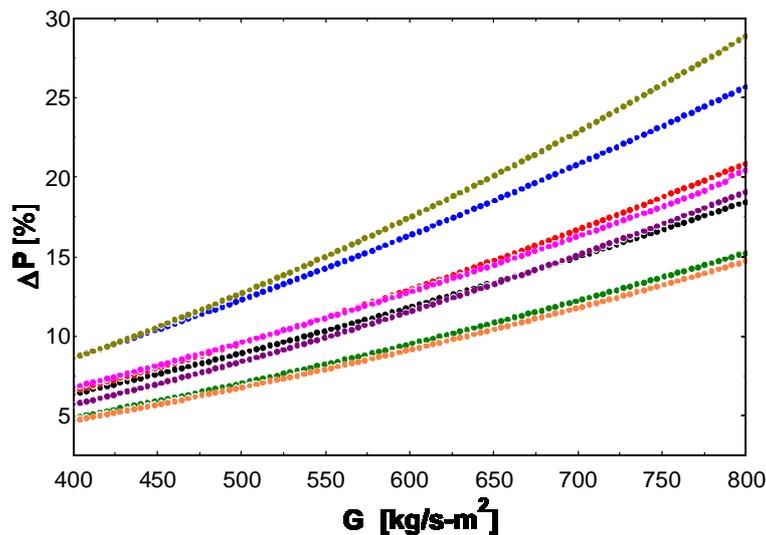


Figura 5.3.3: Influência de G na queda de pressão. ($P_{inicial}=4\text{bar}$; $x_{final}=0,5$)

Fixando-se a pressão de entrada e o título de saída e variando a velocidade mássica, observamos que as correlações de Garimella e de Mishima e Hibiki se aproximam, pois são baseadas em canais de diâmetros próximos a 1 mm, enquanto a correlação homogênea se mantém como uma média de todas as correlações.

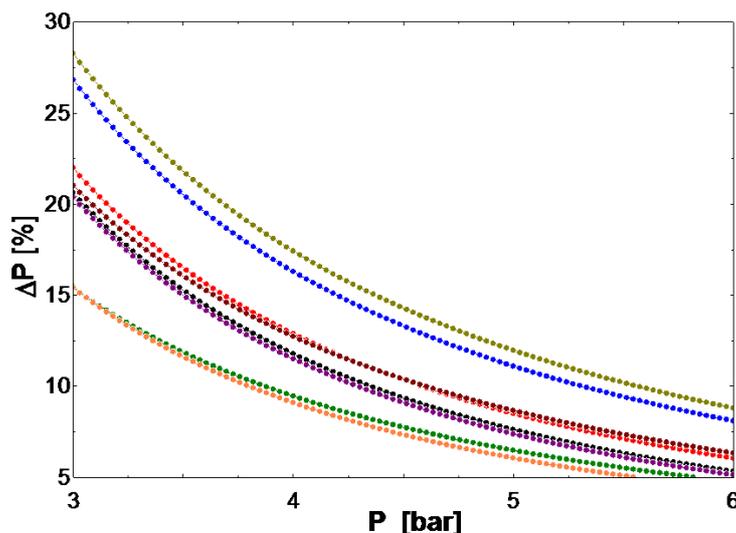


Figura 5.3.4: Influência da variação da pressão inicial $P_{inicial}$ na queda de pressão. ($G=600\text{kg/m}^2\text{s}$; $x_{final}=0,5$)

Esse comportamento se repete quando se varia a pressão de entrada. Porém, só com pressões altas as correlações aproximam seu resultado, ao contrário do que ocorre com a variação da velocidade mássica.

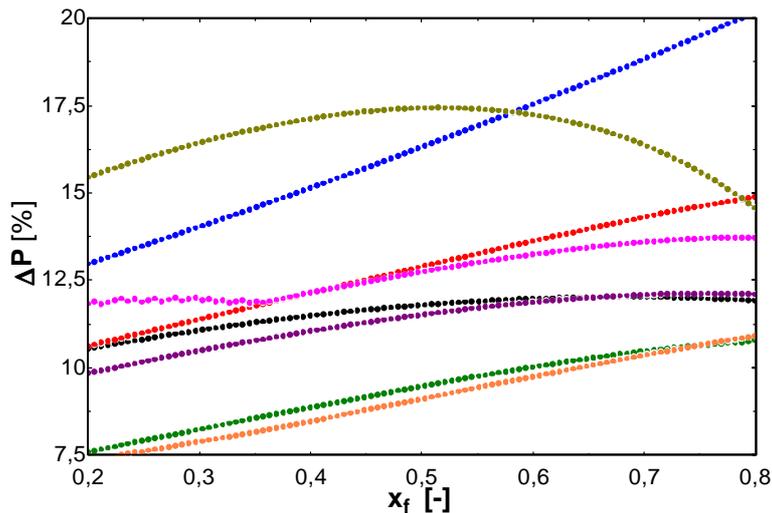


Figura 5.3.5: Influência do título final x_{final} na queda de pressão. ($P_{inicial}=4\text{bar}$; $G=600\text{kg/m}^2\text{s}$)

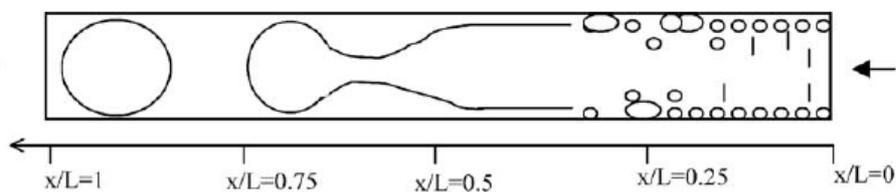
Já quando se varia o título de saída, sempre há discrepância entre os resultados. Isso deve-se ao fato de algumas correlações são baseadas em escoamentos adiabáticos, como a de Lockhart e Martinelli, que é a primeira correlação que aborda escoamentos bifásicos (1949). Porém, para a faixa de valores utilizados, essa correlação não diverge mais do que 9% do resultado das outras, o que pode não ocorrer com outros valores de entrada, como mostrado em outros artigos e dissertações da bibliografia utilizada.

5.4 Mapa de regime de escoamento

Quando se usam modelos de transferência de calor e alguns de queda de pressão, é essencial saber qual é o regime de escoamento em determinada posição, o que se torna um pouco difícil em microcanais.

Poucos trabalhos conclusivos foram feitos sobre o regime de escoamentos em condensação em microcanais devido à dificuldade de visualização e da análise dos fatores que alteram o regime.

Dentro da seção de testes, sabemos que o vapor condensa progressivamente, e de acordo com Wu e Cheng (2005) o regime de escoamento encontrado varia de acordo com a velocidade mássica e o título local.



H.Y. Wu, P. Cheng / *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48 (2005) 2186–2197

Figura 5.4.1: Esquema básico de regime de escoamentos em condensação em microcanais

A seguir o mapa de regimes de escoamento produzido por Garimella (2005), no qual vemos que o regime “Anular” é o que mais se destaca em velocidades mássicas de $600\text{kg/m}^2\text{s}$.

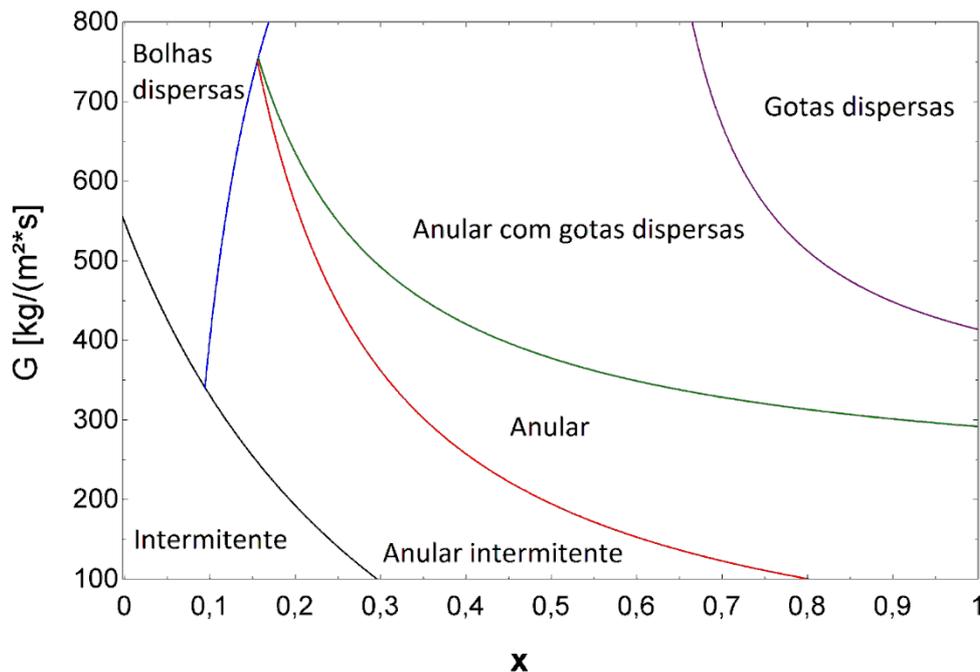


Figura 5.4.2: Mapa de regime de escoamentos em condensação em microcanais (Garimella, 2005)

6. CONCLUSÕES

Com a compilação no *software* EES® das correlações coletadas na revisão bibliográfica, é possível prever com uma boa aproximação o comportamento da bancada, que está em fase final de construção.

Assim que posta em operação, a bancada experimental irá gerar dados que serão muito úteis na discussão e comparação com trabalhos de outros autores. Desse modo, o papel de uma cuidadosa montagem do aparato físico se destaca, pois só assim se pode assegurar a qualidade do estudo experimental.

Até a presente data muito aprendi sobre diversas áreas da engenharia. Como foi descrito ao longo desse relatório, além de aprofundar conhecimentos em mecanismos hidrodinâmicos em escoamentos bifásicos, pude notar e aprender muito com os problemas habituais que aparecem ao longo do projeto e montagem da bancada.

Também, ganhei experiência profissional ao me envolver em um laboratório onde há vários projetos concomitantes, hierarquias, metas, prazos e um ambiente de trabalho que propicia o aprendizado e a troca de experiências.

Desses estudos, a parte que se refere à perda de carga em microcanais foi abordada em artigo publicado e apresentado pelo bolsista Eduardo V. R. no XVI Congresso Nacional dos Estudantes de Engenharia Mecânica, sob o título de "Revisão sobre a queda de pressão na condensação convectiva em microcanais".

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Agarwal, A., "Heat Transfer and Pressure Drop During - Condensation of Refrigerants in Micro-channels", Tese de Doutorado, Georgia Institute of Technology, Atlanta, EUA, 2p, 2006.
- Baroczy, C. J. e V. D. Sanders, "Pressure Drop for Flowing Vapors Condensing in Straight Horizontal Tube", ASME Meeting WA-257, Nov 26-Dec 1 1961, American Society of Mechanical Engineers (ASME), New York, United States, p. 16, 1961.

- Baroczy, C. J., "Systematic Correlation for Two-Phase Pressure Drop", Chemical Engineering Progress Symposium Series, Vol.62(64), pp.232-249, 1996.
- Butterworth, D., "A comparison of some void fraction relationship for co-current gas liquid flow", Int. J. Multiphase Flow, Vol.1, pp.845-850, 1975.
- Carey, V. P., "Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation process in heat transfer equipment", Editora Taylor & Francis, 43p. e 417p., 1992.
- Cavallini, A. et al., "Two-phase frictional pressure gradient of R236ea, R134a and R410A inside multi-port mini-channels", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.29, pp.861–870, 2002.
- Chisholm, D., "Pressure Gradients Due to Friction During the Flow of Evaporating Two-Phase Mixtures in Smooth Tubes and Channels", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.16(2), pp.347-358, 1973.
- Chisholm, D., "Theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for the twophase flow", Int. J. of Heat and Mass transfer, Vol.10, pp.1767-1778, 1967.
- Collier, J., & Thome, J., "Convective boiling and condensation", Editora Oxford University Press, Oxford, UK, 1996.
- Friedel, L., "Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow", apresentado no European two-phase group meeting, parte E2, Ispra, Italy, 1979.
- Idelchik, I. E., "Handbook of hydraulic resistance", Editora Begell House, Redding, EUA, 1986.
- Incropera, F. P. e D. P. Dewitt, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", Editora John Wiley & Sons, 1996.
- Jung, D. S. e R. Radermacher, "Prediction of Pressure Drop During Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.32(12), pp.2435-2446, 1989.
- Kandlikar, S., S. Garimella, D. Li, S. Colin *et al.*, "Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels", Editora Elsevier Science, 2005.
- Lockhart, R. e Martinelli, R., "Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes", Chemical engineering in process, Vol.45 (1), pp.39-48, 1949.
- Mishima, K., e Hibiki, K., "Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes", International Journal of Multiphase flow, Vol.22 (4), pp.703-712, 1996.
- Wilson, M. J. *et al.*, "Refrigerant Charge, Pressure Drop, and Condensation Heat Transfer in Flattened Tubes", International Journal of Refrigeration, Vol. 26(4), pp. 442-451, 2003.
- Wu, H. Y. e Cheng, P., "Condensation flow patterns in silicon microchannels", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.48, pp. 2186-2197, 2005.
- Zhang, M. e R. L. Webb, "Correlation of Two-Phase Friction for Refrigerants in Small-Diameter Tubes", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.25(3-4), pp.131-139, 2001.