

TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM ESCOAMENTO MONOFÁSICO DE LÍQUIDO NO INTERIOR DE TUBOS LISOS E RANHURADOS

Bruno Nunes Pizzotti Ferreira

Enio Pedone Bandarra Filho

Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia – Av. João Naves de Ávila, 2160 ,
Uberlândia – MG

brunonpf@yahoo.com.br

Resumo: *Trabalhos visando o estudo de mecanismos de intensificação da troca de calor em escoamentos monofásicos são escassos atualmente, sendo que a maioria das pesquisas concentra-se no estudo de escoamentos em mudança de fase. Através de análise experimental do escoamento monofásico de R-134a em tubulação lisa e ranhurada, buscou-se, no presente trabalho, determinar os fatores de correlação para cada tipo de duto comparando-os à correlação de Dittus-Boelter. Isso permite determinar qual configuração representa um melhor desempenho em relação à troca de calor. Foi desenvolvida uma bancada de testes caracterizada por um circuito fechado com aquecimento da seção de testes por resistências elétricas em fita, variando-se o fluxo de calor, ϕ , e a velocidade mássica, G , em cada etapa do experimento. A comparação dos resultados referentes aos tubos lisos com a relação de Dittus-Boelter foi satisfatória, comprovando a confiabilidade da bancada e a tubulação Herringbone apresentou o melhor resultado em termos de troca de calor, seguida da tubulação microaletada.*

Palavras-chave: *Monofásico, transferência de calor, microaletado, herringbone, R-134a*

1. INTRODUÇÃO

Pesquisas sobre a intensificação da transferência de calor vêm aumentando nos últimos anos, porém, as mesmas concentram-se no estudo do mecanismo de troca de calor em escoamento bifásico. São escassos os trabalhos que dizem respeito ao estudo do comportamento termo-hidráulico (transferência de calor e queda de pressão) de fluidos em escoamento monofásico, e ainda menores são as pesquisas que buscam uma maneira de aumentar a transferência de calor sem incrementar, em demasia, as perdas.

Diversos mecanismos de intensificação de troca de calor podem ser utilizados, tais como, inserção de fita retorcida no interior da tubulação, impondo ao escoamento um movimento rotacional, aumentando, dessa maneira, sua velocidade tangencial na região próxima à parede do duto; fixação de aletas longitudinais na superfície interna das tubulações; microaletamento da superfície interna dos dutos em forma helicoidal, entre outras. Contudo, o uso desses métodos também traz consigo algumas desvantagens, sendo a principal delas a queda de pressão ocasionada pelo aumento da rugosidade, sendo que o fator de atrito característico da relação entre o escoamento e a superfície interna é aumentado.

Alguns fatores motivam o estudo do desempenho de fluidos escoando em tubulação microaletada, entre eles o baixo custo de fabricação dos dutos, unido ao alto desempenho dos mesmos em relação à troca de calor e queda de pressão; a busca das indústrias de refrigeração em encontrar maneiras de intensificar a troca de calor, diminuindo-se, desse modo, o custo de fabricação de trocadores de calor pela diminuição, proporcional, da área de troca para uma mesma quantidade de transferência de calor.

O mecanismo de intensificação da troca de calor estudado no presente trabalho caracteriza-se pelo aumento da área de contato fluido-superfície através de microaletas internas ao duto. Uma

microfotografia e uma representação esquemática desses tubos são apresentadas nas Figs. 1 e 2. Os tubos microaletados e Herringbone (duplo V) possuem algumas configurações distintas em relação ao posicionamento das microaletas, com aletas unidirecionais para tubulação microaletada e em V para tubos Herringbone, podendo-se observar essa diferença nas Figuras abaixo:

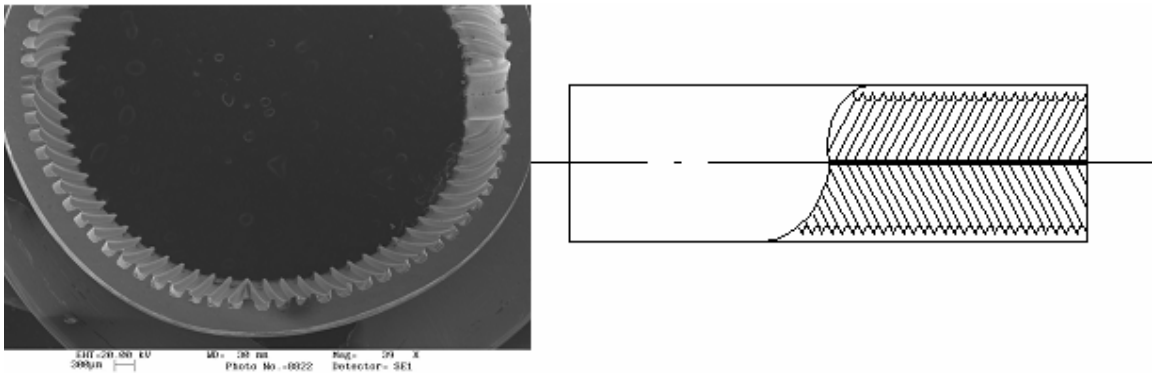


Figura 1: Microfotografia e representação esquemática do tubo Herringbone.

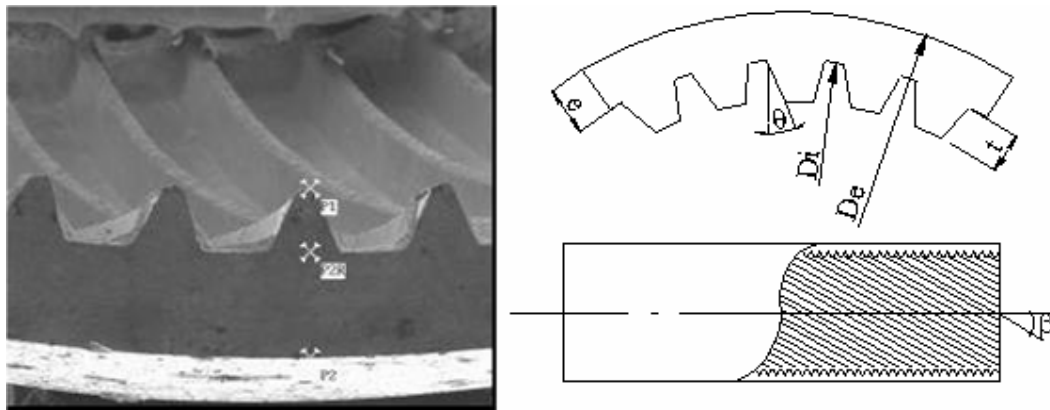


Figura 2: Microfotografia e representação esquemática de um tubo microaletado.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Brognaux et al (1997) estudaram o escoamento monofásico da água em diferentes tipos de tubulação sendo elas com ranhuras simples (single-grooved) e cruzadas (cross-grooved) tendo a segunda, várias configurações de alturas de aletas. Para tubulações com ranhuras simples, os ângulos de hélice característicos eram de $17,5^\circ$, 20° e 27° . Os tubos com aletas cruzadas possuíam ângulo de hélice de $17,5^\circ$ e $-17,5^\circ$, sendo que a altura das aletas cruzadas variava entre 40, 60 e 80% da altura da primeira ranhura.

Para a determinação do comportamento do sistema em relação à troca de calor e queda de pressão, foi desenvolvida uma bancada de testes que possuía um circuito interno e externo de passagem de água, sendo o escoamento externo usado como fonte de calor para seção de testes através de tubulação concêntrica. O circuito possuía um tanque de recebimento de fluido no qual a água era pré-aquecimento através de resistências elétricas de 8KW, o que garantia, na entrada da seção de testes, uma temperatura controlada. Uma bomba centrífuga de 1,1KW foi implantada no sistema para garantir o fluxo contínuo de água, medido através de um medidor de vazão. Para controlar os valores das variáveis de entrada e saída na tubulação de testes, foram implantados transdutores de pressão e medidores de temperatura, com 5 Pa e $0,1^\circ\text{C}$ de precisão respectivamente. A seção de testes era constituída de tubulação de ensaio de 2,66m de comprimento com diâmetro de 15,875mm (5/8 in).

Os experimentos para determinação do coeficiente de transferência de calor e decaimento de pressão foram desenvolvidos separadamente, sendo, o segundo, realizado em condições adiabáticas.

Para a verificação da confiabilidade da bancada de testes construída, os resultados de queda de pressão foram comparados com as equações de Filenenko e Blasius. Em relação ao fator de atrito em tubos lisos, o resultado foi satisfatório, apresentando um desvio de 4% em relação à correlação de Blasius. Os valores relacionados à transferência de calor para tubos lisos foram comparados à correlação de Petukhov para um valor de Prandtl de 6,8 com desvio médio da ordem de 3%. Em testes com valores de $Re > 15000$, para tubulação microaletada unidirecionalmente e ângulo de hélice de $17,5^\circ$ e 20° os valores da queda de pressão foram 35% maiores que em tubulação lisa sendo que essa similaridade no valor da queda de pressão para os dois tipos de tubos foi explicada pelos autores devido à pequena variação no ângulo de hélice dos dois modelos. Pôde-se observar, para tubo ranhurado unidirecionalmente com ângulo de hélice de 27° , uma queda de pressão de 55% em relação ao tubo de superfície lisa. Como resultado dessa primeira análise verificou-se um maior decaimento de pressão entre entrada e saída da seção de testes na tubulação com ranhuras cruzadas em relação aos tubos com ranhuras simples. Para um mesmo valor de Re , a queda de pressão aumenta com o aumento da altura da ranhura cruzada, sendo que, no caso em que a segunda ranhura alcançou 80% da profundidade da primeira, a queda foi 1,8 vezes maior que no tubo liso.

A intensificação do coeficiente de troca de calor para $Pr = 6,8$ ficou clara nos resultados dos experimentos sendo que houve um aumento de 65% do mesmo nos tubos ranhurados unidirecionalmente e com ranhuras cruzadas e alturas de aletas secundárias equivalentes à 40% e 60% das primárias, com ângulo de hélice de $17,5^\circ$. Para tubos com ranhuras unidirecionais com ângulo de hélice de 20° e 27° , ocorreu um aumento de 80% no coeficiente de troca de calor. Nos tubos com ângulo de hélice de $17,5^\circ$, ranhuras cruzadas e altura das aletas secundárias de 80% houve um aumento de 95% no coeficiente de troca de calor em relação ao tubo liso.

Os autores apresentaram, ainda, os resultados em termos do fator de intensificação, que relaciona a transferência de calor com a queda de pressão. Os tubos com ranhuras simples com ângulo de hélice de $17,5^\circ$ e 20° e o tubo com ranhura cruzada com 80% de profundidade apresentaram valores desse parâmetro acima de 1,0 em toda faixa de Reynolds ensaiada, o que significa um ganho energético.

Outro estudo interessante que relaciona a intensificação da troca de calor pelo aumento da superfície de troca da tubulação foi desenvolvido por Panchal et al (1992), porém a tubulação estudada possuía formato diferenciado, constituída de alumínio 6063 sendo do tipo espiral (spirally fluted tubes) com diâmetro de 26,8mm e ângulo de hélice de 30° . Para a identificação das vantagens ou desvantagens do modelo, foi desenvolvida uma bancada de testes que possibilitava uma vazão de água, internamente à tubulação, de até 300Kg/s sendo que as medições de temperatura e pressão eram conseguidas através de sensores funcionando com cristais de quartzo com precisão de $0,02^\circ\text{C}$ e 0,1 KPa, respectivamente. Para a obtenção dos valores de vazão, foi utilizado um medidor do tipo turbina, com precisão de 1% à 2%, e para determinação de valores de vazão de vapor, foi utilizado um venturi, com erros de $\pm 2\%$ à 4%. Como fluido de trabalho utilizou-se amônia e R-114 para testes de condensação e R-11 para evaporação. Nos testes de condensação, os vapores de amônia e R-114 encontravam-se na região externa do tubo enquanto um escoamento de fluido frio desenvolvia-se internamente ao mesmo. A velocidade do escoamento de fluido frio variava entre a faixa de 1,2 à 4,5 m/s e o fluxo de calor variava entre 7 e 28 KW/m². Em alguns testes, a temperatura do fluido frio foi mantida constante, porém, em outros, a mesma variava entre 6 e 10°C . A pressão de condensação foi mantida constante para os fluidos R-114 e amônia valendo, respectivamente, 180 e 650KPa.

Dois séries de testes foram realizadas. No primeiro, buscou-se a determinação do coeficiente de transferência de calor para o escoamento monofásico, fixando-se a taxa de calor transferido ao sistema, variando-se, então, a vazão de fluido. Na segunda parte da experimentação, um valor constante da vazão de água foi estipulado, determinando-se o efeito do fluxo de calor no filme de condensado. Como resultado, comparado ao tubo liso, houve um aumento de 1,63 vezes no valor do coeficiente de troca de calor e de 1,25 vezes no fator de atrito. Sendo assim, foi obtido um valor de efetividade do sistema de 1,3 para uma velocidade da água de 1,5m/s.

Wang et al (1995), como todos os autores, iniciam sua dissertação correlacionando os benefícios do aumento do coeficiente de troca de calor através de tubulação microaletada em relação à tubulação lisa, sendo que esse aumento sobrepõe a dissipação de energia do escoamento por meio do atrito viscoso. Para a determinação dessa melhora no comportamento termo-hidráulico do sistema, foi construída uma bancada de testes com circuitos fechados de água fria e quente que consistiam em uma bomba de ½ horse-power (hp), seguida de um termostato sendo que, entre eles, situava-se um medidor de vazão magnético com precisão de 0,001 L/s. A seção de teste foi bem isolada sendo constatado, através de balanço de energia, uma perda de, aproximadamente, 20W de calor para o ambiente. Sensores de temperatura e pressão foram inseridos no sistema permitindo controle das variáveis de entrada e saída da seção de testes de 948 mm de comprimento, caracterizada pelo escoamento em contracorrente do fluido frio em relação ao quente. Foram estudados três configurações de tubos, entre eles, liso e dois utilizados comercialmente com diferenças nos ângulos de hélice, na altura e no número de aletas, sendo que todos possuíam diâmetros de 9,52 mm.

Os autores tentaram estabelecer uma relação linear do comportamento térmico do escoamento da água, não obtendo bons resultados para os tubos microaletados. Concluiu-se, então, que a correlação de Dittus-Boelter não representava bem o comportamento sistema na faixa de $Re < 15000$. A origem dessa não representatividade da correlação de Dittus-Boelter é discutida pelos autores como podendo ser atribuída à região de transição. Foram levantadas correlações que determinavam o coeficiente de troca de calor e o comportamento da queda de pressão do sistema.

Wang et al (1996), enfatizam o aumento na popularidade dos tubos microaletados e os relaciona com o baixo custo de fabricação aliado ao alto desempenho do mesmo em relação à troca de calor e queda de pressão.

Os autores utilizaram uma bancada de testes com seção de transferência de calor de 1200 mm, onde foi estudado o comportamento de 7 diferentes tipos de tubos comerciais e um tubo liso com diâmetros nominais de 9,52, 7,94 e 7 mm utilizando água quente e fria como fluido de trabalho escoando em circuitos fechados distintos.

Para a caracterização dos resultados, foram levantadas curvas para fator de atrito e do parâmetro $Nu/Pr^{0.4}$ em função do número de Reynolds. A correlação de Dittus-Boelter se apresentou pouco representativa em relação aos resultados obtidos pelos autores para valores de $Re < 10000$, constatando-se resultados dispersos. A explicação dos autores se baseia no fato de a correlação de Dittus-Boelter ser mais utilizada para valores altos de Reynolds. Observou-se, então, que a correlação de Gnielinski possuía uma melhor concordância com os resultados obtidos. Os valores experimentais encontrados para o fator de atrito foram comparados com a correlação de Blasius, verificando-se boa concordância entre os resultados para valores de Reynolds entre 7000 e 25000, e um desvio de 8% para Reynolds da ordem de 40000.

Os autores constatam que o comportamento de tubulações microaletadas submetidas ao escoamento de água se assimila ao de tubulações rugosas, sendo que o fator de atrito depende do tipo de superfície rugosa, o tamanho das rugosidades, e de alguns outros parâmetros geométricos da superfície.

Khanpara et al (1986) explicam que os fatores que diferenciam a tubulação microaletada dos outros tipos de tubos com aletas internas são a quantidade e tamanho das aletas, sendo bem menores e mais numerosas nos dutos microaletados. Os autores argumentam que a área superficial da tubulação microaletada chega a alcançar 1,1 à 1,6 vezes a da tubulação lisa, com um aumento de 1,5 à 2,0 vezes no coeficiente de troca de calor e aumento de 1,2 à 1,8 vezes na queda de pressão.

Para a bancada de testes, foi utilizado como fluido de trabalho o R-113 pela sua alta temperatura de saturação à pressão atmosférica, o que facilitou a construção da mesma. A bancada era composta de dois ciclos fechados, sendo um de água e outro de refrigerante, possuindo comprimento de seção de testes de 1 m. O fluido estudado, após a passagem na bomba, era pré-aquecido através de resistências elétricas de maneira que fosse possível o controle de temperatura na entrada da seção de testes. O R-113 recebia calor da água quente em contracorrente escoando em tubulação concêntrica

ao tubo de teste e passava, posteriormente, em um condensador. O circuito possuía, ainda, um tanque que garantia a pressão na linha e um medidor de vazão.

Os resultados dos experimentos realizados em escoamento monofásico foram obtidos resfriando-se o fluido após passagem pelo pré-aquecedor, sendo satisfatórios para tubulação lisa em relação à troca de calor. Para comparação dos resultados, foram utilizadas as correlações de Dittus-Boelter e Petukhov, constatando-se uma concordância maior dos resultados em relação à segunda correlação citada. Foram encontrados erros na faixa de +/- 10%.

Para a tubulação microaletada, os resultados mostraram que o tubo com altura das aletas de 0,15 mm apresentou melhor desempenho na faixa de Reynolds maiores que 6000, ao passo que para números de Reynolds entre 4000 e 6000, o tubo com altura de aletas de 0,18 mm foi superior.

3. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os resultados apresentados a seguir foram obtidos a partir de uma bancada experimental construída para avaliar o coeficiente de transferência de calor e queda de pressão no interior de tubos lisos e microaletados de diferentes configurações. Os detalhes dessa bancada podem ser encontrados em Bandarra Filho (2002) e Bandarra Filho et al (2004).

Primeiramente, para que fosse possível comprovar a confiabilidade dos resultados obtidos através da bancada de testes, foi verificado o comportamento de tubos lisos de diferentes configurações em relação à troca de calor, comparando-os com correlações já existentes. Para tanto, utilizando como fluido de trabalho o HFC-134a (R-134a), experimentou-se tubos lisos com diâmetros externos de 7mm, 7,93mm, 9,52mm de forma que todos os resultados foram comparados com a correlação de Dittus-Boelter, expressa na forma abaixo:

$$h = C \cdot \frac{k_L}{D} \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr_L^{0,4} \quad (1)$$

A Figura 3 mostra os resultados obtidos para os experimentos de transferência de calor para as tubulações lisas. É importante ressaltar que as correlações para os diferentes diâmetros de tubos foram levantadas para valores de Reynolds maiores que 10000, sendo essa uma das condições para a utilização da correlação de Dittus-Boelter. Em valores de $Re < 10000$, observou-se discrepância dos resultados, já que o escoamento se encontra na faixa de transição do escoamento laminar para o turbulento. As correlações levantadas seguiram a mesma forma da correlação de Dittus-Boelter, já que os principais fatores associados ao fenômeno físico são os números de Reynolds e Prandtl. Vale lembrar que o coeficiente da correlação de Dittus-Boelter possui o valor de **0,023** e os encontrados são muito próximos disso. As correlações encontradas são mostradas a seguir:

- Tubulação lisa 7mm: $Nu = \mathbf{0,0245} Re^{0,8} Pr^{0,4}$;
- Tubulação lisa 7,93mm: $Nu = \mathbf{0,0218} Re^{0,8} Pr^{0,4}$;
- Tubulação lisa 9,52mm: $Nu = \mathbf{0,0227} Re^{0,8} Pr^{0,4}$;

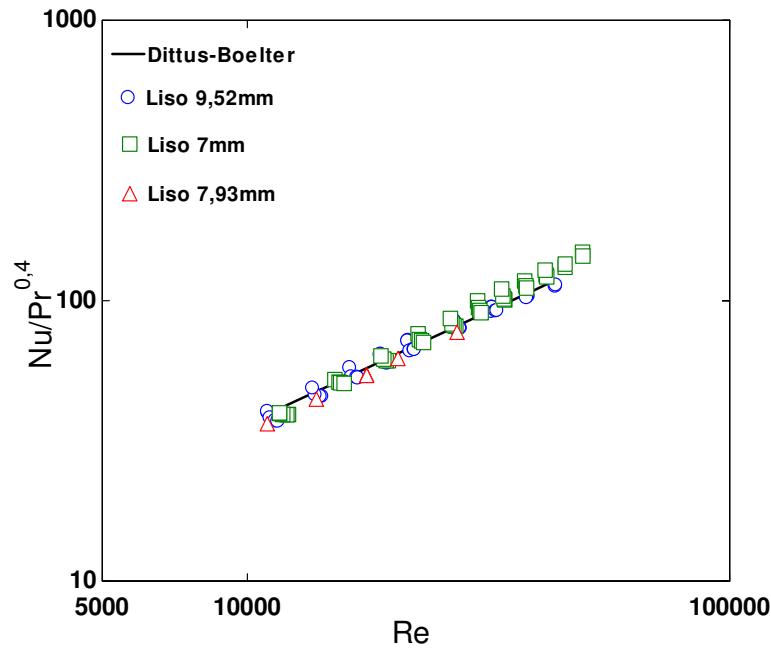


Figura 3: Resultados experimentais relacionados transferência de calor em tubos lisos e comparação com a correlação de Dittus-Boelter.

Com os fatores de correlação calculados, foram determinados os desvios em relação à equação de Dittus-Boelter para as tubulações especificadas, de forma que para os dutos de 9,52mm o erro ficou abaixo de 3,4%, para os tubos de 7mm o desvio foi de 6,2% e para as tubulações de 7,93mm foi de menos de 1%.

Comprovada a confiabilidade da bancada de testes, foram realizados experimentos para dois tipos de tubulações: microaletada e Herringbone. As características geométricas das mesmas estão expressas na tabela abaixo:

Tabela 1. Características geométricas dos tubos microaletado e Herringbone.

Tubo	D_e [mm]	D_i [mm]	e [mm]	t [mm]	n	β	θ
Microaletado	9,52	8,92	0,30	0,20	82	18°	33°
Herringbone	9,52	8,92	0,30	0,20	70	18°	33°

A pressão de trabalho de 590 kPa e a temperatura de $-2,5^\circ\text{C}$ foram pré-fixadas na entrada da seção de testes como padrão para todos ensaios. Variando-se o fluxo de calor fornecido ao fluido (através de resistências elétricas do tipo fita), e a velocidade mássica G do mesmo (parâmetro que relaciona a vazão mássica com a área da seção transversal da tubulação), obteve-se, como pode ser observado na Figura 4, um melhor comportamento em relação à troca de calor dos tubos com microaletas comparados à tubulação de mesmo diâmetro, porém, com superfície interna lisa.

Na Figura 4 pode-se, ainda, verificar que a tubulação do tipo Herringbone alcançou níveis superiores em relação à transferência de calor comparada à tubulação microaletada, porém, espera-se que, acompanhada desse aumento, ocorra um acréscimo significativo na queda de pressão, sendo esse parâmetro maior nos tubos Herringbone do que em tubos microaletados. As correlações levantadas foram as seguintes:

- Tubulação microaletada: $Nu = 0,0394 Re^{0,8} Pr^{0,4}$;
- Tubulação Herringbone: $Nu = 0,0514 Re^{0,8} Pr^{0,4}$;

Para valores de Reynolds na faixa de 22000, foram obtidos desvios de menos de 0,5% entre resultados experimentais e correlação teórica encontrada para tubulação microaletada e de menos de 1,5% para os tubos em duplo V. Observou-se, também, que para valores de Reynolds menores que 10000, os resultados obtidos apresentam valores tendendo aqueles encontrados para o tubo liso, fato que pode ser explicado pela transição do escoamento de laminar para turbulento. O desvio médio na tubulação microaletada, para valores de Reynolds maiores que 10000, foi menor que 9% e para os tubos em duplo V de 6%.

A Figura 5 ilustra o comportamento do coeficiente de troca de calor por convecção obtido experimentalmente, h ($W/m^2.K$), em relação à velocidade mássica G . Observa-se que o coeficiente de transferência de calor aumenta com a elevação da vazão e que os tubos Herringbone e microaletado apresentaram melhor desempenho, ilustrando, ainda, que o potencial para utilização dos tubos com intensificação se relaciona às vazões elevadas. Conforme mencionado anteriormente, pode-se observar que para valores de G da ordem de 100 ($kg/s.m^2$), os resultados são praticamente os mesmos para os tubos liso, microaletado e Herringbone. Isso se deve ao fato da subcamada limite laminar superar a altura da microaleta, fazendo com que os efeitos proporcionados pelas ranhuras não seja sentido pelo escoamento.

Através das correlações levantadas e comparando-se o efeito do microaletamento para escoamento monofásico com correlações para tubulação lisa obteve-se um aumento de 70% no coeficiente de troca de calor para os tubos microaletados e de 120% para os dutos Herringbone, o que comprova, mais uma vez, um comportamento em relação à troca de calor melhor da tubulação em duplo V em relação à microaletada.

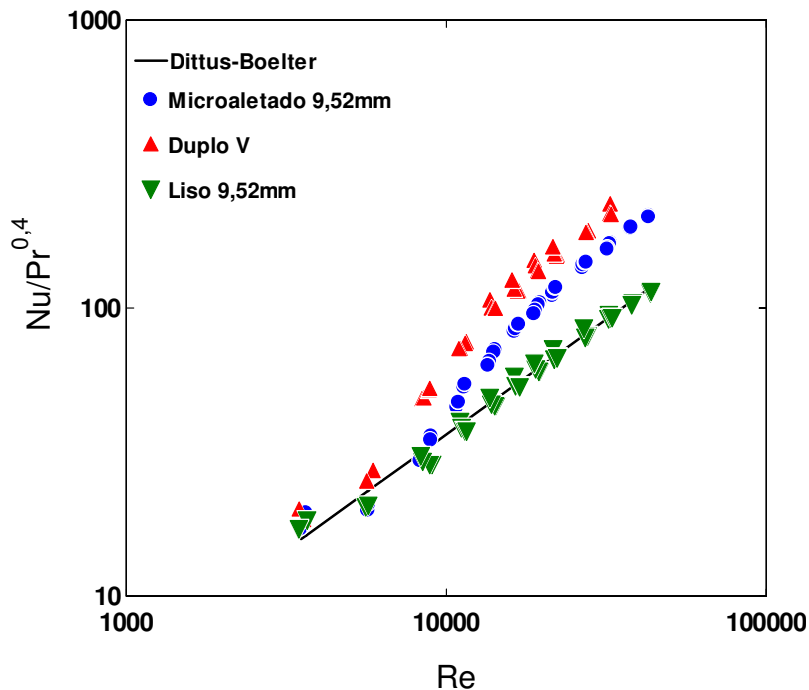


Figura 4: Resultados experimentais relacionados transferência de calor em tubos com microaletas e comparação com a correlação de Dittus-Boelter.

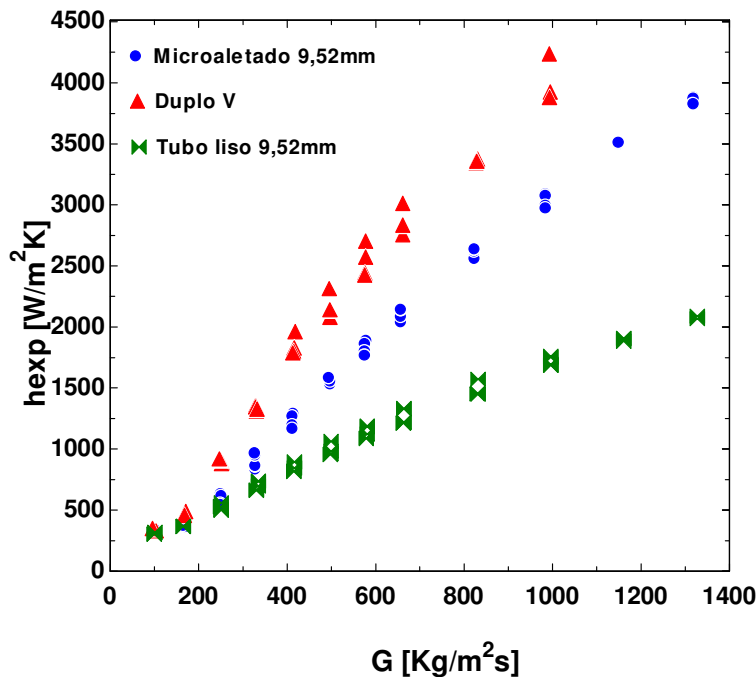


Figura 5: Comparação do coeficiente de troca de calor em relação à velocidade mássica G para tubos liso, microaletado e Herringbone com diâmetros internos de 9,52mm.

4. CONCLUSÕES

Pelo cálculo dos erros obtidos com os ensaios em tubulação lisa comparados à correlação de Dittus-Boelter terem sido pequenos, pôde-se confirmar a confiabilidade da bancada de testes construída. Partindo para os ensaios em tubulação com microaletas, constatou-se um desempenho melhor dos tubos do tipo Herringbone comparados com tubulação microaletada e lisa. Além disso, os dutos em duplo V apresentaram maiores valores de coeficiente de troca de calor por convecção com o aumento da velocidade mássica do escoamento. Pôde-se concluir também, como já era esperado, que a correlação dos resultados para valores de Reynolds menores que 10000 proporciona erros elevados, fato esse explicado pelo escoamento se encontra na região de transição dos regimes laminar para turbulento. O melhor desempenho dos tubos em duplo V nos quesitos estudados deve estar acompanhado de um maior valor na queda de pressão causada por atrito entre o escoamento e a superfície interna da tubulação pelo fato do tubo apresentar superfície mais rugosa, aumentando o fator de atrito da mesma.

REFERÊNCIAS

- Incropera, F.P. and De Witt, D.P., 1998, “Fundamentos da transferência de calor e massa”, 4ª edição.
- Bandarra Filho E. P., 2002, “An experimental study of convective flow boiling of refrigerants inside smooth and microfin tubes.”, Ph.D. Thesis, Escola de Engenharia de São Carlos, University of São Paulo, Brasil
- Brognaux, L.J.; Webb, R.L.; Chamra, L.M., 1997, “Single Phase Heat Transfer in Micro-fin Tubes.”, International Journal of Heat and Mass Transfer
- Chiao, C.B.; Wang, C.C.; Lu, D.C., 1995, “Single-phase heat transfer and pressure drop characteristics of microfin tubes.”, ASHRAE Transactions
- Khanpara, J.C.; Bergles, A.E.; Pate, M.B., 1986, “Augmentation of R113 in-Tube Evaporation with Micro-fin Tubes.”, ASHRAE Transactions Part 2B
- Panchal, C.B.; France, D.M.; Bell, K.J., 1992, “Experimental investigation of single phase, condensation, and flow boiling heat transfer for a spirally fluted tube.”

- Wang, C.C.; Chiou C.B.; Lu D.C., 1996, "Single-phase heat transfer and flow friction correlations for microfin tubes.", International Journal of Heat Fluid Flow
- Panchal, C.B.; France, D.M.; Bell, K.J., 1992, "Experimental investigation of single phase, condensation, and flow boiling heat transfer for a spirally fluted tube."

HEAT TRANSFER OF SINGLE-PHASE LIQUID FLOWING IN SMOOTH AND MICROFINS TUBES

Bruno Nunes Pizzotti Ferreira

Enio Pedone Bandarra Filho

Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia – Av. João Naves de Ávila, 2160 ,
Uberlândia – MG
brunonpf@yahoo.com.br

Abstract: *A study of thermo-hydraulic performance of refrigerant R-134a flowing as subcooled liquid in smooth, microfinned and herringbone copper tubes has been performed. Copper tubes electrically heated, 1.5 m long, and 7.0, 7.93 and 9.52 mm external diameter were tested in the experiments. The inlet pressure and temperature of the refrigerant at the test section entrance were kept constant and equal to 590 kPa and -2.5°C throughout the experiments. The mass velocity of the refrigerant was varied in the range between 100 kg/s.m^2 and 1350 kg/s.m^2 , corresponding to Reynolds numbers between 3100 and 40000. The heat transfer enhancement obtained in the herringbone and microfinned tube with respect to the smooth one varied in a range up to a maximum of 130% and 70%, respectively. The comparison of the experimental results of smooth tubes with the Dittus-Boelter correlation was satisfactory and the Herringbone tube obtained the higher values of heat transfer.*

Keywords: *Single-Phase, heat transfer, microfin, herringbone, R-134a.*