

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
ALEXANDRE CIMORELLI LIMA  
HUGO LEONARDO SAVOY CARDACCI

Estudo de transferência de calor em escoamento multifásico

São Paulo  
2014

ALEXANDRE CIMORELLI LIMA  
HUGO LEONARDO SAVOY CARDACCI

Estudo de transferência de calor em escoamento multifásico

Trabalho de conclusão de curso  
apresentado a Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo para a  
obtenção do título de bacharel em  
Engenharia Química

São Paulo  
2014

ALEXANDRE CIMORELLI LIMA  
HUGO LEONARDO SAVOY CARDACCI

Estudo de transferência de calor em escoamento multifásico

Trabalho de conclusão de curso  
apresentado a Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo para a  
obtenção do título de bacharel em  
Engenharia Química

Área de concentração:  
Engenharia Química

Orientadores:  
Prof. Dr. Wilson Miguel Salvagnini  
Prof. Dr. José Luís de Paiva

São Paulo  
2014

## **1 Agradecimentos**

Os autores deste ensaio agradecem todo o apoio e a ajuda prestada pelo Professor Doutor Wilson Miguel Salvagnini que foi muito prestativo e sempre disposto a esclarecer nossas dúvidas e auxiliar de todas as formas possíveis.

Agradecemos também ao Professor Doutor José Luís de Paiva por todo o auxílio e apoio durante todo o trabalho e também durante toda a nossa graduação, sempre disposto a resolver nossos problemas e nos ajudar a toda hora.

Sem eles certamente seria muito mais difícil superar todos os obstáculos impostos nestes anos de graduação.

## **2 Resumo**

O objetivo do presente trabalho é fazer uma avaliação experimental inicial da possibilidade de se obter melhores performances de troca térmica em um trocador de calor duplo tubo através da utilização de água morna como corrente quente circulando em contracorrente com spray de água fria e ar, ao invés de se utilizar somente água fria em mesma vazão. A análise subsequentemente se dá através da determinação do coeficiente de troca térmica experimental e sua comparação com o coeficiente teórico calculado para o escoamento de água fria não pulverizada sem ar.

### **3 Abstract**

The aim of this study is to perform an initial experimental evaluation of the possibility of obtaining better heat exchange performances in a pipe and tube heat exchanger through the use of warm water as a hot stream flowing countercurrently with an air-water spray, which works as a cold stream, instead of using only cold water at the same flow. Following the experimental procedures, a numerical analysis based on the comparison between the experimental heat exchange coefficient obtained and the theoretical heat exchange coefficient calculated for an only water cold stream at the same mass flow as in the spray stream.

#### **4 Lista de Ilustrações**

Figura 1 - Bocal de Entrada do Fluido de Resfriamento.....	12
Figura 2 - Tubo de Silicone para Entrada da Água Quente.....	13
Figura 3 - Recipiente para Aquecimento da Água.....	14
Figura 4 - Lavadora de Alta Pressão.....	15
Figura 5 - Recipiente de Alimentação para a Lavadora de Alta Pressão .....	15

**5 Lista de Tabelas**

Tabela 1: Dimensões e Propriedades do Trocador .....	19
Tabela 2: Áreas do Equipamento .....	20
Tabela 3: Caracterização das Correntes .....	20



## 6 Lista de Equações

Equação 1: Balanço de Energia na Região Anular .....	17
Equação 2: Balanço Global de Energia.....	17
Equação 3: Definição do Coeficiente Global de Troca Térmica .....	17
Equação 4: Coeficiente Global de Troca Térmica .....	18
Equação 5: Definição do Número de Nusselt.....	18
Equação 6: Número de Reynolds.....	18
Equação 7: Número de Prandtl .....	18
Equação 8: Nusselt Laminar .....	19
Equação 9: Nusselt Turbulento .....	19
Equação 10: Área de Troca.....	20
Equação 11: Nusselt Convecção Natural .....	21
Equação 12: Número de Rayleigh.....	21
Equação 13: h Convecção Natural.....	22
Equação 14: Troca de Calor por Convecção Natural .....	22
Equação 15: Cálculo da Taxa de Calor Trocado.....	23
Equação 16: Diferença de Temperatura com Média Logarítmica .....	23
Equação 17: Cálculo do $\Delta T_{LMTD}$ .....	23
Equação 18: Cálculo do Coeficiente Global de Troca Térmica .....	24
Equação 19: Reynolds do Escoamento Anular .....	24
Equação 20: Diâmetro Hidráulico.....	24
Equação 21: Área de Escoamento da Região Anular .....	25
Equação 22: Nusselt Calculado .....	25
Equação 23: Cálculo do Coeficiente de Troca Térmica na Região Anular .....	25
Equação 24: Cálculo do Coeficiente Interno de Troca Térmica .....	25
Equação 25: Reynolds Tubo Interno .....	26
Equação 26: Nusselt Teórico Tubo Interno .....	26
Equação 27: Coeficiente de Troca Térmica Teórico do Tubo Interno .....	27

## SUMÁRIO

1	Agradecimentos.....	2
2	Resumo .....	3
3	Abstract.....	4
4	Lista de Ilustrações.....	5
5	Lista de Tabelas .....	6
6	Lista de Equações .....	7
7	Revisão bibliográfica.....	9
8	Procedimento Experimental.....	11
8.1	Equipamentos e Montagem .....	11
8.2	Tomada de Dados.....	15
9	Introdução Teórica e Estratégia de Cálculo.....	16
10	Resultados.....	19
10.1	Caracterização do Trocador e das Correntes de Troca .....	19
10.2	Convecção Natural.....	20
10.2.1	Cálculos.....	22
10.3	Sequência de Cálculo para Obtenção dos Coeficientes de Troca Térmica .....	23
10.4	Cálculo Teórico do Coeficiente de Troca Térmica do Tubo Interno .....	26
11	Análise dos Resultados .....	27
12	Conclusão .....	27
13	Dificuldades.....	28
14	Recomendações Futuras .....	28
15	Considerações Finais .....	29
16	Bibliografia.....	30

## 7 Revisão bibliográfica

Relativo ao tema escolhido para a elaboração deste trabalho de conclusão de curso foram selecionados certos artigos sobre estudos que envolvessem os mesmos conceitos ou que abordassem a mesma temática.

Walczyk (1993), como outros autores, aborda os efeitos da utilização de spray de água na troca térmica. O escopo do autor em seu trabalho é verificar a influência de se operar com correntes de ar e de spray de água em contracorrente, a fim de se analisar se há melhor troca térmica comparativamente ao caso em que o ar e o spray de água circulam em concorrente. Os experimentos mostraram que, na situação estudada, o fator de aumento de troca térmica pode chegar até a 125%, mostrando que o sentido de circulação de cada um dos componentes da corrente fria influencia na troca térmica. Em seus cálculos, utilizou o coeficiente efetivo de troca térmica para fase gasosa  $\alpha_g^*$  e este se mostrou adequado, pois os valores experimentais  $W_{exp}$  obtidos estão bastante condizentes com os valores teóricos obtidos  $W_t$ . Esses cálculos são válidos para contracorrentes de ar com até 10% em massa de água. O experimento também mostrou que o tipo de spray de água influencia pouco na troca térmica.

Já Yang e Clark (1975) estudaram os efeitos da utilização de spray de água e de etileno glicol juntamente com o ar na troca térmica, em três tipos de radiadores automotivos, a fim de verificar a possibilidade de se fazer uso do ciclo de potência de Rankine em motores de automóveis, já que, operando-se nessa condição, reduzem-se muito as emissões de poluentes, mas, em contrapartida, produz-se até 10 vezes mais calor. Isso demanda uma maior eficiência de troca térmica no radiador, que não pode ser conseguida com aumento de área de troca nas aletas, motivando a busca por métodos alternativos mais eficazes.

Ao se utilizar uma vazão entre 3,62 e 7,70 kg/h de líquido, obteve-se aumentos significativos da troca térmica desses radiadores testados em túneis de vento. Ao mesmo tempo em que se obteve esse aumento no coeficiente de troca térmica, nota-se que as perdas por atrito não sofreram alteração da mesma forma que

aconteceria caso houvesse aumento na área de troca. Obteve-se, para número de Reynolds de até 1000 (regime laminar), aumento de até 40% no coeficiente global de troca térmica. Já no regime turbulento, esse aumento do coeficiente global de troca térmica diminuiu e chegou até a 12%. Não se observaram alterações de troca térmica decorrentes da utilização de água ou de etileno glicol. Isso evidencia que a evaporação do líquido do spray não desempenha papel significativo na troca térmica para essa aplicação específica, já que, por mais que a temperatura de ebulição do etileno glicol (197°C) seja consideravelmente maior que a da água (100°C), o coeficiente de troca térmica é quase o mesmo para essas duas substâncias. Sendo assim, concluiu-se que a grade parcela de responsabilidade pela troca térmica está ligada a formação de um filme líquido na superfície de troca térmica, o que promove aumento da convecção forçada. Essa melhoria é proporcional ao aumento da área coberta pelo filme líquido.

Tree et al. (1978) examinaram o desempenho de troca de calor em trocadores compostos por tubos com aletas, através dos quais se faz passar uma corrente fria composta por ar e um spray de água, em diferentes condições de vazão mássica de água e de diâmetros das gotículas. A velocidade do ar da corrente fria utilizada estava entre 0,8 e 2,3 m/s. Os diâmetros de partículas usados foram de 64, 444 e 3300  $\mu\text{m}$ . A vazão mássica de água foi de 10,8; 21,6 e 32,4 kg/h. O trocador de calor possuía dimensões de 0,3048 x 0,3048 m, quatro fileiras de tubos de cobre de diâmetro 0,0091 m e 476 aletas de alumínio por metro, com espessura de 0,00015m cada uma.

Os experimentos mostraram que, enquanto a vazão mássica de água desempenhou um papel importante na elevação do coeficiente de troca térmica, o diâmetro das gotículas pulverizadas pouco influenciou no desempenho do trocador de calor. O autor ainda avalia que a principal explicação para a elevação do desempenho de troca térmica nesses estudos com utilização de spray de água é justamente a evaporação das gotículas. Caso todo o spray que entra no trocador fosse evaporado (vazões mássicas de até 54 kg/h), a carga térmica trocada poderia ser estimada pela multiplicação da massa de água pelo calor latente de evaporação da água, com uma precisão de até 10%. Trabalhando-se com qualquer diâmetro na

faixa estipulada (64 a 3300  $\mu\text{m}$ ), numa vazão mássica de 32,4 kg/h e com área de troca de 0,305  $\text{m}^2$ , obteve-se aumento na troca térmica de até 40% em relação ao regime sem spray de água.

Por fim, outro estudo realizado por Oshima; Iuchi; Yoshida e Takamatsu (1972) verifica o efeito da utilização de spray de água juntamente com ar em trocadores de calor aletados. Neste caso, trabalhou-se com um trocador de calor com seis fileiras de tubos verticais por dentro dos quais se fez passar água quente e por fora uma corrente de ar concorrente com três sprays de água originários de orifícios na frente do trocador. Os tubos eram feitos de cobre e possuía diâmetro de 9,45 e as aletas eram espiraladas. O trocador possuía 700 mm de altura, 600 mm de largura e 350 mm de comprimento. Ele continha 51 tubos aletados arranjados hexagonalmente com espaçamento de 50 mm. As condições experimentais estavam na faixa de 2000 a 12000  $\text{kg}/\text{m}^2\text{h}^{-1}$ . O coeficiente aparente de troca térmica no lado de fora dos tubos oscilou entre 93 e 418  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{C}^{-1}$ , dependendo da vazão mássica da água no spray. Após a realização dos experimentos, os autores concluíram que a transferência de calor foi muito maior no trocador que operava com spray de água, do que naquele em que só havia ar.

## **8 Procedimento Experimental**

### **8.1 Equipamentos e Montagem**

O experimento foi realizado em um trocador de calor duplo tubo, sendo que o tubo externo é constituído de PVC e o tubo interno de aço. Os tubos foram centralizados e vedados com a ajuda de espelhos feitos com placas de teflon, os quais foram colados aos tubos com massa plástica Iberê e silicone (Figura 1). A preparação dos espelhos feitos com a placa de teflon foi realizada com a ajuda de uma furadeira, com duas brocas fura-copo que realizaram furos concêntricos de diâmetros 5 e 3 cm nas placas. A furadeira, com uma broca de 2 cm, foi novamente utilizada na realização de dois orifícios diagonalmente opostos no tubo de PVC, por onde entrou e saiu a corrente de água quente.

**Figura 1 - Bocal de Entrada do Fluido de Resfriamento**



Duas luvas de 0,5" foram fixadas com massa plástica Iberê nos orifícios do tubo de PVC, a fim de dar resistência mecânica aos tubos de silicone que a elas foram acoplados e fixados e pelos quais entrou e saiu a corrente de água quente (Figura 2).

**Figura 2 - Tubo de Silicone para Entrada da Água Quente**



O sistema de aquecimento de água consiste de um vaso de vidro de 4 litros, que contém três orifícios. Por um deles, localizado na base do vaso, realiza-se a entrada de água fria da rede, pelo segundo, localizado na região superior, efetua-se a saída da água quente para o trocador de calor e, através do bocal do topo, coloca-se uma resistência elétrica, ligada em uma tomada de 220V, acoplada a uma rolha de borracha, a qual veda o recipiente de maneira hermética (Figura 3).

**Figura 3 - Recipiente para Aquecimento da Água**



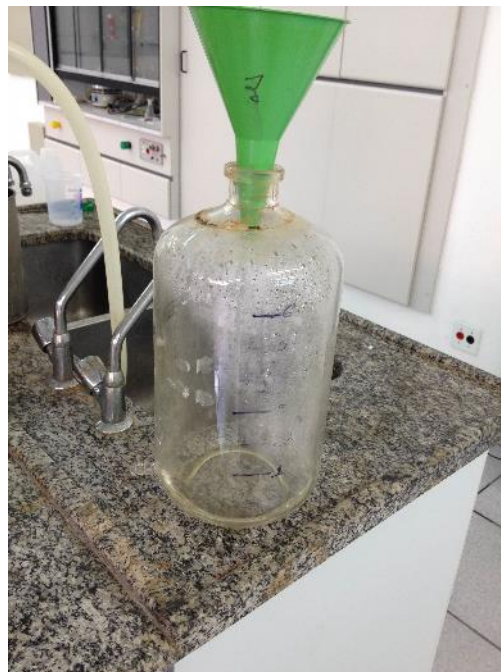
A corrente fria composta pelo spray de água e ar foi concebida através de uma lavadora de alta pressão modelo Karcher a qual um bico pulverizador rotatório foi acoplado (Figura 4) A alimentação de água fria provém de um recipiente graduado de 6L (Figura 5). Após a máquina ter sido totalmente montada e alimentada com água e energia elétrica, o seu bico foi posicionado na extremidade do tubo de aço oposta a extremidade do trocador por onde entrava água quente, deve-se tomar cuidado para garantir que haja abertura suficiente para que o ar ambiente constituinte da corrente fria entre no tubo por diferença de pressão devida à velocidade de saída do jato de água fria da lavadora.



**Figura 4 - Lavadora de Alta Pressão**



**Figura 5 - Recipiente de Alimentação para a Lavadora de Alta Pressão**



## **8.2 Tomada de Dados**

A medição das vazões médias foi realizada com cronômetros para a medição dos tempos; e, para a medição da variação de volumes foram utilizados béqueres, no caso da corrente de água quente, e análise da variação de nível da fonte de água, no caso do spray da corrente fria.

Para a medição das temperaturas foram utilizados três termômetros de mercúrio, posicionados na entrada e saída da corrente de água quente e na entrada do jato de água e ar. As medidas das temperaturas de saída do trocador foram tomadas a partir do momento em que o mesmo entrou em estado estacionário, isso foi verificado quando num intervalo de 5 minutos não houve alteração das temperaturas do sistema.

## **9 Introdução Teórica e Estratégia de Cálculo**

Sabe-se que a utilização do calor latente para remoção de calor é muito mais eficiente do que a utilização do calor sensível de uma substância, este princípio já é utilizado em torres de resfriamento e em outros equipamentos da indústria, como trocadores de calor com mudança de fase.

Baseado na maior eficiência da troca de calor latente e visando uma maior economia de água em trocadores de calor foi proposto um estudo para analisar o coeficiente de troca térmica em um trocador de calor duplo tubo que utiliza uma combinação de água pressurizada e ar como fluido refrigerante.

A combinação de água pressurizada e ar resulta em um spray formado de pequenas gotículas de água que ao entrarem em contato com a parede quente evaporam-se, retirando muito mais calor da superfície do que se fosse utilizado esse mesmo fluxo de água trocando calor sensível.

A presença de ar no spray é fundamental para que haja o arraste da umidade resultante da evaporação da água, evitando assim que o ar dentro do tubo do trocador se torne saturado, impedindo a evaporação de mais água e a consequente troca de calor latente.

Para se fazer uma avaliação do quão eficiente é o uso do spray para resfriamento em trocadores de calor é necessário fazer o cálculo do coeficiente de troca térmica na região em que o spray é utilizado.

O primeiro passo para a obtenção do coeficiente interno de troca térmica é desenvolver um balanço de energia usando a região anular entre tubos como volume de controle. Utilizando a Equação 1 é possível obter a quantidade de calor trocado por unidade de tempo:

$$\dot{Q} = \dot{m}_f \cdot C_p \cdot \Delta T_q$$

### **Equação 1: Balanço de Energia na Região Anular**

Na Equação 1 são conhecidas a vazão mássica de água fria, que circula na parte anular do trocador, o  $C_p$  da água e a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do fluido.

A partir destas informações é possível determinar a taxa de energia absorvida pela água fria no trocador.

Realizando um balanço global de energia no trocador segundo a Equação 2, é possível determinar o coeficiente global de troca térmica,  $U$ .

$$\dot{Q} = U \cdot A_t \cdot \Delta T_{LMTD}$$

### **Equação 2: Balanço Global de Energia**

Na equação acima é conhecida a taxa de energia trocada,  $\dot{Q}$ , determinada pela Equação 1, a área de troca, determinada a partir das dimensões do trocador, e a média logarítmica obtida utilizando-se as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio do trocador.

O coeficiente de troca térmica global é uma soma de resistências térmicas descritas pela Equação 3.

$$\frac{1}{U} = \sum_{j=1}^j a_j \cdot \frac{1}{h_j} + \sum \frac{\Delta x}{k}$$

### **Equação 3: Definição do Coeficiente Global de Troca Térmica**

Em que  $U$  é o coeficiente global de troca térmica expresso em  $\frac{W}{m^2K}$ ,  $a$  um peso adimensional,  $h$  o coeficiente de troca térmica em  $\frac{W}{m^2K}$ , e  $\frac{\Delta x}{k}$  o termo que leva em conta a resistência térmica imposta pela espessura da parede em que  $\Delta x$  é a espessura e  $k$  é coeficiente de condutividade térmica do material que compõe a parede dado em  $\frac{W}{mK}$ .

Rearranjando a Equação 3 e adequando o parâmetro adimensional para levar em conta a relação entre o diâmetro interno e o externo da tubulação de aço, tem-se a Equação 4.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{D_{i0}}{D_{ii} \cdot h_i} + \frac{\Delta x}{k_{aço}}}$$

#### **Equação 4: Coeficiente Global de Troca Térmica**

São conhecidas correlações precisas para a determinação do número de Nusselt (Equação 5), e por consequência, o coeficiente de troca térmica a partir do número de Reynolds (Equação 6) e do número de Prandtl (Equação 7).

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k_{fluido}}$$

#### **Equação 5: Definição do Número de Nusselt**

$$Re = \frac{\dot{m} \cdot D}{A \cdot \mu}$$

#### **Equação 6: Número de Reynolds**

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k_{fluido}}$$

#### **Equação 7: Número de Prandtl**

A dependência de Nusselt em relação a  $Re$  e  $Pr$  depende do tipo e do regime do escoamento.

Para um trocador duplo tubo em regime laminar o número de Nusselt pode ser estimado a partir da Equação 8

$$Nu = 2 \cdot \left( \frac{\dot{m} \cdot C_p}{k_f \cdot L} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

#### **Equação 8: Nusselt Laminar**

Para um mesmo trocador no regime turbulento, ou seja, com Reynolds maiores que 6000, a correlação válida é a Equação 9

$$Nu = 0,0023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

#### **Equação 9: Nusselt Turbulento**

De posse da Equação 8 ou da Equação 9, dependendo o regime estudado, e da Equação 5 é possível obter o  $h_o$ , que é o coeficiente de transferência térmica da região anular de escoamento. Conhecendo este coeficiente, o  $U$  determinado pela Equação 2 e utilizando a Equação 4 é possível determinar o coeficiente de transferência térmica da parte interna do trocador, por onde circula o spray.

## **10 Resultados**

### **10.1 Caracterização do Trocador e das Correntes de Troca**

As dimensões e as propriedades do trocador são exibidas na Tabela 1 e na Tabela 2

**Tabela 1: Dimensões e Propriedades do Trocador**

	Cond. Térmica $\left( \frac{W}{m.K} \right)$	Diâmetro interno do tubo (m)	Espessura do tubo (m)	Comprimento (m)
Tubo de PVC	0,21	0,05	0,001	1,40
Tubo de Aço	53,00	0,03	0,001	1,40

**Tabela 2: Áreas do Equipamento**

Áreas	
$A_i (m^2)$	7,55E-04
$A_o (m^2)$	1,21E-03
$A_t (m^2)$	1,36E-01

Sendo  $A_i$  a área da seção transversal interna do tubo de aço,  $A_o$  a área de escoamento entre os dois tubos, dada pela diferença entre a área externa e interna das seções transversais dos tubos de PVC e aço, respectivamente e  $A_t$  a área de troca do trocador de calor expressa pela

$$A_t = \frac{2 \cdot \pi \cdot D_i \cdot L}{2}$$

### Equação 10: Área de Troca

As temperaturas da água quente e da água de resfriamento foram coletadas com um termômetro e são expostas na Tabela 3.

**Tabela 3: Caracterização das Correntes**

	Temp. Entrada (°C)	Temp. Saída (°C)	Densidade ( $\frac{kg}{m^3}$ )	$\mu_T$ médio (Pa.s)	$C_p$ ( $\frac{J}{kg.K}$ )	Vazão Mássica ( $\frac{kg}{s}$ )	Cond. Térmica ( $\frac{W}{m.K}$ )
Água Fria	18	21	1000	$1,00 \cdot 10^{-3}$	4190	0,03	0,6
Água Quente	32	30	1000	$8,54 \cdot 10^{-4}$	4190	0,05	0,6

## 10.2 Convecção Natural

Considerando que o tubo de PVC estava exposto a uma baixa temperatura externa (cerca de 17°C), quando da realização dos experimentos, o que pode ter

favorecido as trocas de calor por convecção natural, é conveniente avaliar e comparar o calor perdido por convecção natural externa, com o calor total trocado no experimento, para analisar a significância deste na redução da temperatura da corrente quente.

Para se calcular essa perda de calor por convecção natural, desprezando as perdas de calor por irradiação, usa-se a correlação da Equação 11 para número de Nusselt, pois ela é válida para uma ampla faixa de números de Rayleigh.

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra_D^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2, Ra_D \leq 10^{12}$$

#### **Equação 11: Nusselt Convecção Natural**

Sendo que o número de Rayleigh é dado pela Equação 12.

$$Ra_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot D^3}{\vartheta \cdot \alpha}$$

#### **Equação 12: Número de Rayleigh**

Em que  $g$  é a aceleração da gravidade,  $\beta$  é o coeficiente de expansão volumétrica térmica, que é calculado como o inverso da média de  $T_s$  e  $T_\infty$ ,  $T_s$  é a temperatura na superfície do tubo,  $T_\infty$  é a temperatura ambiente do laboratório onde e quando as tomadas de dados foram realizadas,  $D$  é o diâmetro do tubo,  $\vartheta$  é a viscosidade cinemática,  $\alpha$  é a difusividade térmica e  $Pr$  é o número de Prandtl, também tabelado.

Dessa maneira, é possível calcular a o coeficiente de transferência de calor por convecção  $\bar{h}$  pela Equação 13

$$\bar{h} = \frac{k \cdot \overline{Nu_D}}{D}$$

### **Equação 13: h Convecção Natural**

Em que k é o coeficiente de condutividade térmica do ar na temperatura média trabalhada.

Com isso, tem-se o calor perdido por convecção por unidade de comprimento de tubo, o que é dado pela.

$$q' = \bar{h} \cdot \pi \cdot D \cdot (T_S - T_\infty)$$

### **Equação 14: Troca de Calor por Convecção Natural**

#### **10.2.1 Cálculos**

Para o caso estudado, tem-se a temperatura da superfície do tubo ( $T_S$ ) vale 30°C,  $T_\infty$  vale 17°C e a temperatura média vale 23,5°C (296,5K). O valor de Pr na temperatura média é tabelado e vale 0,708. A aceleração da gravidade foi considerada como 9,8 m/s<sup>2</sup>, o coeficiente de expansão volumétrica térmica vale 3,37x10<sup>-3</sup> K<sup>-1</sup>,  $\vartheta$  e  $\alpha$  são tabelados para a temperatura média e valem respectivamente 1,56x10<sup>-5</sup> e 2,2x10<sup>-5</sup> m<sup>2</sup>/s. Assim, com a Equação 12, tem-se  $Ra_D$  vale 1,57x10<sup>5</sup>. Com esse valor, calcula-se  $\overline{Nu_D}$  utilizando a Equação 11, que vale 6,16.

Da Equação 13, tira-se o valor de h igual a 3,2 W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>. E, por fim, através da Equação 14, obtém-se a perda de calor por convecção natural, que vale no caso estudado 6,54 W/m. Para o tubo de PVC usado nos experimentos, que possui 1,4m de comprimento, tem-se uma perda de calor de 9,17W.



Esse valor corresponde a 2,3% da troca térmica global ocorrida durante o experimento, que vale cerca de 399W. Assim, conclui-se que essa parcela de perda por convecção natural é irrelevante, podendo portanto ser desprezada.

### 10.3 Sequência de Cálculo para Obtenção dos Coeficientes de Troca Térmica

Tendo em mãos as características do trocador e as temperaturas das correntes troca é possível começar o cálculo para determinar o coeficiente de troca térmica do tubo interno do trocador.

Seguindo os passos detalhados na introdução teórica, primeiramente deve-se determinar a taxa de calor trocado utilizando a Equação 1.

$$\dot{Q} = 0,05 \times 4190 \times (32 - 30) = 399,5 \text{ J/s}$$

#### Equação 15: Cálculo da Taxa de Calor Trocado

Nesta etapa adotou-se a hipótese de que a troca de calor por convecção natural é desprezível, conforme foi demonstrado no item 10.2 deste trabalho.

Com a taxa de calor trocado é possível determinar o U, coeficiente global de troca térmica, utilizando a Equação 2 e a Equação 16, que fornece a diferença de temperatura média em um trocador de calor.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{qs} - T_{fe}) - (T_{qe} - T_{fs})}{\ln\left(\frac{(T_{qs} - T_{fe})}{(T_{qe} - T_{fs})}\right)}$$

#### Equação 16: Diferença de Temperatura com Média Logarítmica

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(30 - 18) - (32 - 21)}{\ln\left(\frac{(30 - 18)}{(32 - 21)}\right)} = 11,49 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### Equação 17: Cálculo do $\square T_{LMTD}$

Substituindo os valores obtidos pela Equação 15 e pela Equação 17 na Equação 2 obtém-se o valor de  $U$ , visto na Equação 18.

$$399,5 = U \times 0,136 \times 11,49 \Rightarrow U = 254,66 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

### **Equação 18: Cálculo do Coeficiente Global de Troca Térmica**

Após o cálculo do coeficiente global de troca térmica deve-se determinar os coeficientes de troca térmica interno (região interna ao tubo de aço) e externo (região anular). Conforme foi explicado no capítulo de introdução teórica um dos coeficientes deve ser calculado por uma correlação e o outro será derivado da Equação 4, utilizando o coeficiente global de troca obtido na Equação 18 e o coeficiente obtido por meio da correlação.

A escolha da correlação utilizada para se determinar o número de Nusselt é baseada no regime do escoamento do líquido do qual se quer calcular o coeficiente, neste caso é o líquido que escorre pela região anular.

Utilizando a Equação 6, é possível determinar o Reynolds do escoamento de interesse.

$$Re = \frac{0,05 \cdot (0,05 - 0,03)}{0,0012,8,54 \times 10^{-4}} = 947,83$$

### **Equação 19: Reynolds do Escoamento Anular**

Para se chegar ao valor da Equação 19 utilizou-se o diâmetro hidráulico do escoamento que está representado na Equação 20 e como área foi utilizada a área de escoamento explicitada na Equação 21. A viscosidade,  $\mu$ , foi calculada na temperatura da média aritmética da corrente quente, ou seja, 31°C.

$$D_h = D_o - D_i = 0,05 - 0,03 = 0,02$$

### **Equação 20: Diâmetro Hidráulico**

$$A_t = \frac{(0,05^2 - 0,03^2) \cdot \pi}{4} = 0,0012$$

### **Equação 21: Área de Escoamento da Região Anular**

Como o número de Reynolds é da ordem de  $10^1$  tem-se que o escoamento é laminar, portanto a correlação a ser utilizada para se determinar o número de Nusselt é a Equação 8.

$$Nu = 2 \cdot \left( \frac{0,05 \cdot 4190}{0,6 \cdot 1,4} \right)^{1/3} \cdot (1)^{0,14} = 12,39$$

### **Equação 22: Nusselt Calculado**

Na Equação 22 foi desprezada a diferença entre as viscosidades no líquido e na parede, pois as temperaturas de ambos os locais são muito próximas.

Igualando a Equação 5 e a Equação 22 é possível obter o coeficiente de transferência térmica da parte anular, a Equação 23 exemplifica o cálculo.

$$\frac{\bar{h}_o \cdot D_h}{k_f} = 12,39 \Rightarrow \bar{h}_o = \frac{12,39 \times 0,6}{0,02} = 391,14 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

### **Equação 23: Cálculo do Coeficiente de Troca Térmica na Região Anular**

Utilizando o valor de  $h_o$  obtido pela Equação 23, o valor de  $U$  obtido pela e utilizando a Equação 18 e a Equação 4 é possível determinar o  $h_i$  do escoamento no interior do tubo de aço. A mostra o cálculo:

$$254,66 = \frac{1}{\frac{1}{391,14} + 1 \cdot \frac{1}{h_i} + 0} \Rightarrow h_i = 729,83 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

### **Equação 24: Cálculo do Coeficiente Interno de Troca Térmica**

Para o cálculo na Equação 24 foi desprezada a resistência da parede,  $\frac{\Delta x}{k}$ , pois a espessura da parede do tubo é muito pequena e a condutividade do aço muito elevada, fazendo com que este termo seja desprezível em relação aos demais termos da equação. Outra consideração feita neste cálculo é que a correção que

leva em conta o diâmetro interno e externo do tubo de aço é desprezível, pois como a espessura da parede é muito pequena a relação entre os diâmetros é muito próxima de um, sendo assim essa simplificação não altera significativamente os cálculos.

#### 10.4 Cálculo Teórico do Coeficiente de Troca Térmica do Tubo Interno

Com a sequência de cálculos demonstrada na seção 10.3 foi possível determinar o coeficiente de troca térmica da região que usa o spray como fluido de resfriamento.

A fim de comparar a eficiência do spray em relação a um escoamento de água, utilizando a mesma vazão deste experimento, será feito a seguir o cálculo do  $h_i$  utilizando a Equação 5 e a correlação da Equação 8.

Calculando o número de Reynolds para o escoamento interno ao tubo de aço pela Equação 6 e utilizando os dados de vazão e viscosidade da água fria encontrados na Tabela 3 e da área de escoamento exibidos na Tabela 2, tem-se a Equação 25:

$$Re = \frac{0,03 \cdot (0,03)}{7,55 \times 10^{-4} \cdot 1,00 \times 10^{-3}} = 1576,02$$

#### Equação 25: Reynolds Tubo Interno

Como o  $Re < 6000$ , o escoamento interno ao tubo de aço é laminar e portanto a utilização da correlação dada pela Equação 8 é a mais adequada.

Com isso temos o cálculo exibido pela Equação 26:

$$Nu = 2 \cdot \left( \frac{0,03 \cdot 4190}{0,6 \cdot 1,4} \right)^{1/3} \cdot (1)^{0,14} = 10,65$$

#### Equação 26: Nusselt Teórico Tubo Interno

A Equação 26 utiliza a mesma hipótese de temperaturas próximas entre fluido e parede para desprezar o termo que leva em conta a diferença entre as viscosidades.

A partir do resultado da Equação 26 e utilizando a Equação 5 pode-se obter o  $h_i$  para um escoamento só de água nas mesmas condições do experimento, conforme pode ser observado na Equação 27.

$$\frac{\bar{h}_i \cdot D_i}{k_f} = 10,65 \Rightarrow \bar{h}_i = \frac{10,65 \times 0,6}{0,03} = 206,20 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

### **Equação 27: Coeficiente de Troca Térmica Teórico do Tubo Interno**

## **11 Análise dos Resultados**

Comparando o  $\bar{h}_i$  calculado na seção 10.3 com o  $\bar{h}_i$  calculado pela Equação 27, pode-se observar que o  $\bar{h}_i$  obtido experimentalmente é cerca de 2,5 vezes maior do que o obtido pelo cálculo em que se considera um escoamento interno de água nas mesmas condições do experimento, porém sem a presença de ar para a formação do spray.

No experimento descrito, em que há presença de um spray, o  $\bar{h}_i$  é maior devido principalmente ao escoamento derivado do impacto do spray no tubo o que possibilita maiores velocidades locais, aumentando assim significativamente as trocas de calor.

Deve-se levar em conta que a pequena diferença de temperatura entre as correntes de entrada e saída pode ampliar incertezas e imprecisões nos cálculos. Com isso, apesar de animadores esses resultados podem apresentar grandes variações e imprecisões.

## **12 Conclusão**

Analisando os resultados obtidos na seção 10.3 e 10.4, pode-se afirmar que um spray de água é mais eficiente como fluido de refrigeração do que somente água, isto pode ser concluído pelo aumento significativo do coeficiente de troca térmica interno do tubo. Entretanto apesar de a troca de calor poder ser intensificada pela troca de calor latente, nas condições deste experimento isso não pode ser afirmado devido à baixa temperatura da corrente quente, por volta de 30°C. O aumento no coeficiente de troca térmica neste caso pode ser associado ao escoamento

decorrente do impacto do spray que permite maiores velocidades locais do que o escoamento típico no tubo.

As implicações deste aumento do coeficiente são positivas, pois com isso é possível utilizar um sistema de troca mais eficiente energeticamente falando, tornando possível a construção de trocadores de calor menores e com menor vazão de água, aumentando também o desempenho econômico do sistema.

### **13 Dificuldades**

Durante a realização dos experimentos, encontraram-se limitações que inviabilizaram um estudo mais amplo e aprofundado, de forma que não houve mais que uma condição experimental para a qual os dados foram coletados. Dentre os pontos que apresentaram limitações, temos o sistema de aquecimento de água para a corrente quente, que não fornecia potência suficientemente alta para elevar a temperatura da água a valores superiores a 32°C, de forma que não se pôde coletar informações de troca térmica para uma faixa mais ampla de temperaturas e vazões de escoamento de água quente. Além disso, o sistema de pressurização da água trabalhava com vazão única, não sendo possível operar o experimento em diferentes vazões e velocidades de água fria. Por fim, notou-se dificuldade para mensurar a vazão volumétrica de ar que escoava pelo tubo interno.

### **14 Recomendações Futuras**

Como parte complementar do estudo feito neste ensaio é recomendado que seja avaliado o  $h_i$  utilizando um spray com diferentes proporções de água e ar e também diferentes vazões de escoamento, para que se tenha uma análise mais completa do comportamento desse escoamento e qual a relação ótima entre água e ar para se obter um máximo de eficiência na troca.

É importante também um estudo em condições em que a água da corrente quente esteja a uma temperatura mais elevada para que se possa avaliar de fato se a variação na troca térmica é significativamente maior quando o spray, que por conter gotículas de água troca calor latente mais facilmente, é utilizado.

Recomenda-se também a realização de estudos em que se utiliza somente ar como fluido de troca para que se tenha um padrão de comparação entre o  $h_i$  com ar, com spray e com água, podendo então afirmar de forma categórica que a eficiência do processo deve-se a formação do spray.

Realizadas essas análises de eficiência do processo é recomendado ainda um estudo da viabilidade econômica do processo em que seja levado em conta as diferenças de preço entre um trocador convencional e o analisado neste ensaio bem como as diferenças no preço e nas quantidades de fluido utilizados, podendo-se calcular se há ganho econômico e/ou ambiental.

## **15 Considerações Finais**

Comparando-se os resultados obtidos no presente trabalho com aqueles revistos em literatura prévia, nota-se que as conclusões sobre aumento de desempenho de troca térmica são convergentes. Análogo ao que pelos outros autores foi obtido, também observou-se neste trabalho de conclusão de curso aumento importante de troca térmica quando se utilizou spray de água juntamente com ar, comparativamente ao escoamento de água fria não pulverizada e sem ar. Conclui-se também que as justificativas dessa elevação para o caso aqui estudado encontram-se dispersas entre aquelas levantadas pelos autores revistos. Neste estudo, as maiores parcelas de significância são ligadas a velocidades locais de escoamento superiores na corrente fria para o caso da utilização do spray do que no caso sem spray, e à formação de filme líquido na superfície de troca, o que potencializa a convecção forçada. Em menor grau de importância, tem-se a ocorrência de evaporação das gotículas, já que as temperaturas praticadas na corrente quente não são muito elevadas.

## 16 Bibliografia

WALCZYK, H. Enhancement of heat transfer from air-fin coolers with water spray. Inst. of Chemical Engineering, Polish Academy of Sciences. Gliwice, 1993.

YANG, Wen-Jei; CLARK, D. W. Spray cooling of air-cooled compact heat exchangers. Department of Mechanical Engineering, The University of Michigan. Michigan, 1975.

TREE, D. R.; GOLDSCHMIDT, V. W.; GARRETT, R. W.; HACH, E. Effect of water sprays on heat transfer of a fin and the exchangers. 6th Int. Heat Transfer Conf., Toronto, 1978.

OSHIMA, T.; IUCHI, A.; TAKAMATSU, K. Design calculation method of air-cooled heat exchangers with water spray. Heat Transfer - Japanese Research, 1972.

INCROPERA, F. P.; De WITT, D. P. Fundamentals of heat and mass transfer, 6<sup>a</sup> ed., LTC Editora, 2008.