

**UNIVERSIDADE SANTA CECÍLIA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**  
**MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**MARCILIO DIAS LOPES**

**COMPARAÇÃO EXPERIMENTAL DA TROCA TÉRMICA ENTRE TANQUE  
COM SERPENTINA HELICOIDAL E COM CHICANA TUBULAR, PARA  
IMPELIDOR RADIAL E AXIAL**

**SANTOS/SP**

**2013**

**MARCILIO DIAS LOPES**

**COMPARAÇÃO EXPERIMENTAL DA TROCA TÉRMICA ENTRE TANQUE  
COM SERPENTINA HELICOIDAL E COM CHICANA TUBULAR, PARA  
IMPELIDOR RADIAL E AXIAL**

Dissertação apresentada à Universidade Santa Cecília como parte dos requisitos para obtenção de título de mestre no Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, sob orientação do Prof. Dr. Deovaldo de Moraes Júnior.

**SANTOS / SP**

**2013**

Autorizo a reprodução parcial ou total deste trabalho, por qualquer que seja o processo, exclusivamente para fins acadêmicos e científicos.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca da  
Universidade Santa Cecília

LOPES, Marcilio Dias

Comparação Experimental da Troca Térmica entre Tanques com Serpentina Helicoidal e com Chicana Tubular, para Impelidor Radial e Axial / Marcilio Dias Lopes. Santos/SP, 2013.  
87 p. il.

Inclui bibliografia.

Orientador: Deovaldo de Moraes Júnior. Dissertação de Mestrado (Pós-Graduação). Universidade Santa Cecília.

1. Impelidores Mecânicos 2. Serpentina Helicoidal 3. Chicana Tubular 4. Equação de Sieder-Tate. I. Título. II. Universidade Santa Cecília.

UNIVERSIDADE SANTA CECÍLIA

COMPARAÇÃO EXPERIMENTAL DA TROCA TÉRMICA ENTRE TANQUE  
COM SERPENTINA HELICOIDAL E COM CHICANA TUBULAR, PARA  
IMPELIDOR RADIAL E AXIAL

MARCILIO DIAS LOPES

Dissertação julgada adequada para obtenção do título de mestre em \_\_\_\_\_,  
defendida e aprovada em 09/08/13 pela Banca Examinadora.

Banca Examinadora:

---

Prof. Dr. Deovaldo de Moraes Júnior  
Universidade Santa Cecília

---

Prof. Msc. Carlos Alberto Amaral Moino  
Universidade Santa Cecília

---

Dr(a). Miriam Antonio de Abreu  
CEPEMA / Poli / USP

☐ **O orientador declara que a Dissertação tem a aprovação** para digitalização (05 cópias em CD), a fim de serem entregues na Secretaria para início do processo de pedido de diploma, com o prazo máximo de **30 dias** a contar da defesa.

☐ **O orientador declara que a Dissertação tem a aprovação condicionada às reformulações solicitadas pela Banca Examinadora** no prazo máximo de **90 dias** a contar da defesa, tendo o aluno, obrigatoriamente, que apresentar a dissertação com as reformulações aprovadas até \_\_\_ / \_\_\_ / \_\_\_. O aluno tem, a partir dessa data limite, o prazo máximo de **30 dias** para a entrega de 05 cópias em CD da dissertação, a serem entregues na Secretaria para o início do processo de pedido de diploma.

Data: \_\_\_ / \_\_\_ / \_\_\_

---

Assinatura do Orientador

## DEDICATÓRIA

*Dedico este trabalho a duas  
grandes almas fonte de inspiração da  
minha vida: Elaine e Joana.*

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço,

A Deus pela oportunidade da vida, e a Jesus nosso modelo e guia.

A todos meus familiares que compreenderam a minha ausência, em especial a minha esposa Elaine de Carvalho Dias Lopes e minha filha Joana de Carvalho Dias Lopes.

Aos companheiros do C. E. Seara do Amor que supriram minha ausência na instituição; e aos amigos da Carbocloro Indústrias Químicas pelo incentivo.

A mestranda Nathália Barsotti e ao mestrando Delmiro Antello pelo auxílio nas pesquisas em bancos de dados. Aos pesquisadores Pós-Dr. Enio Kumpinsky e Pós-Dr. Triveni Billa pelo esclarecimento de dúvidas.

Aos meus colegas mestrandos pelos momentos de estudo e discussão.

Ao meu orientador Prof. Dr. Deovaldo de Moraes Júnior, não só pelo seu apoio e conhecimento técnico, mas especialmente pelo exemplo de ser humano.

Aos docentes Prof. Msc. Carlos Alberto Amaral Moino, Prof. Dr. Aldo Ramos Santos, Prof. Dr. Luiz Renato Bastos Lia, Profa. Dra. Karina Tamião de Campos Roseno e Prof. Vitor da Silva Rosa.

Aos estagiários do Laboratório de Operações Unitárias Natasha Chantal Leite Dias, Thiago Cilli, Irinete Ferreira da Silveira, Giselle Mendes Ferreira, Pedro Henrique Silva de Moraes e Eliane da Silva Gois pelo auxílio na realização dos ensaios; aos técnicos Irineu Penha da Ressurreição, Volnei de Lemos e Gilmar Alcântara pelo empenho e prestimosidade; a Priscila Cavariani pelas traduções e a Anna Caroline Garcia pela colaboração.

## EPÍGRAFE

*“Embora ninguém possa voltar atrás e fazer um novo começo, qualquer um pode começar agora e fazer um novo fim.”*

*Chico Xavier*

*“Não, não! Você não está pensando. Você está apenas sendo lógico!”*

*Neils Bohr para Albert Einstein*

## RESUMO

Tanques dotados de impelidores mecânicos são largamente usados em todos os segmentos da indústria química e petroquímica, sendo as aplicações mais comuns em reações químicas, homogeneização de substâncias, suspensão ou solubilização de sólidos e na dissolução de produtos. É muito comum que esses processos exijam uma operação concomitante de transferência de calor e, nesses casos, podem ser utilizadas serpentinas espirais, serpentinas helicoidais, jaquetas ou chicanas tubulares.

Para cada operação envolvendo transferência de calor e agitação, existe um coeficiente global de transferência de calor que depende das propriedades físicas dos fluidos envolvidos, da geometria do tanque, do tipo de fonte de calor, do modelo e da rotação do impelidor. É possível encontrar na literatura o equacionamento para esse coeficiente, porém o meio científico carece de um estudo comparando as eficiências das fontes de calor em função dos tipos de impelidores utilizados, o que dificulta o engenheiro de projetos na escolha e no cálculo dos equipamentos de processo.

Este estudo teve por objetivo determinar, experimentalmente, os modelos matemáticos para o coeficiente de película externo de transferência de calor em função da fonte de calor e do impelidor utilizado e, a partir daí, permitir a escolha do par fonte de calor e impelidor mais eficaz.

A unidade experimental consistiu de um tanque cilíndrico de 50 L, um motor de 3,0 hp, impulsosores do tipo axial e radial, banho termostatzado, duas bombas centrífugas, dois refeedores de 2.000 W e 5.000 W de potência cada, rotâmetros, serpentina helicoidal e chicana tubular de cobre.

Utilizou-se água como fluido aquecedor, com vazão fixa em 1,8 L/min e temperatura de 62°C na entrada. Como fluido frio empregou-se água com vazão fixa em 1,0 L/min e temperatura variando de 2°C na faixa de 29 a 45°C na entrada. A rotação variou de 30 rpm na faixa de 90 a 330 rpm. Foram realizados 36 experimentos e obtidas as equações dos coeficientes de película.

Os resultados encontrados permitem afirmar que se obteve uma maior transferência de calor utilizando-se o impelidor do tipo radial, independente da fonte de calor utilizada. E no que se refere à fonte de calor, obteve-se maior transferência de calor utilizando-se a chicana tubular, independente do impelidor utilizado.

*Palavras chave:* impelidores mecânicos, serpentina helicoidal, chicana tubular e equação de Sieder-Tate.

## ABSTRACT

Tanks with mechanical impellers are used in all chemical and petrochemical industry segments, being the most common applications: chemical reactions, substance homogenizing, solids suspension or solubilization and products dissolution. It is common that these processes require a heat transfer operation and, in such cases, may be used spiral or helical coils, jackets and tubular baffles.

For each operation involving agitation and heat transfer, there is an overall heat transfer coefficient which depends on the physical properties of the fluid, the vessel geometry, the heat source, the impeller type and rotation speed. It is possible to find in the scientific data archives an equation for this coefficient, but there is no study comparing the efficiencies of heat sources depending on the type of impeller used. This lack of information makes difficult the design engineer work in terms of the calculation and choice of the process equipment.

This study aimed to determine, experimentally, the mathematical models for external heat transfer coefficient, according of the heat source and impeller type used. This can allow the choice of the more effective pair heat source and impeller.

The experimental unit basically consisted of a 50 L cylindrical tank, 3.0 hp motor, axial and radial impellers, temperature controlled bath, two centrifugal pumps, two reboilers of 2,000 W and 5,000 W each, rotameters, helical coil and cooper tube baffles.

Water was used as the heater fluid at a fixed flow rate of 1.8 L/min and the inlet temperature of 62°C. The cold fluid used was water too, at a fixed flow rate of 1.0 L/min and inlet temperature varying 2°C between the range of 29-45°C. The rotation speed varied 30 rpm between the range of 90-330 rpm. A number of 36 experiments were performed and obtained equations for the external heat transfer coefficient of each experiment.

The results allow affirming that the greatest heat transfer was obtained using the radial impeller, regardless of the source of heat used. About the heat source, the tubular baffles obtained the greatest heat transfer, regardless the type of impeller used.

Key words: mechanical impeller, helical coil, tube baffles and Sieder-Tate equation

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

|                                                                                |    |
|--------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 1 – Classe de impelidores (COKER, 2007). .....                          | 18 |
| Figura 2 – Modelos de impelidores (COUPER <i>et al</i> , 2005). .....          | 19 |
| Figura 3 – Dispositivos de transferência de calor (GOMIDE, 1997). .....        | 25 |
| Figura 4 – Aquecimento com jaqueta e impelidores (COUKER, 2007). .....         | 27 |
| Figura 5 – Aquecedor de placas para tanques (OLDSHUE, 1983). .....             | 28 |
| Figura 6 – Tanque com serpentina espiral (FRAZA <i>et al</i> , 2012). .....    | 29 |
| Figura 7 – Aquecimento com serpentina helicoidal (SINNOTT, 2003). .....        | 30 |
| Figura 8 – Aquecimento com chicana tubular (COKER, 2007). .....                | 31 |
| Figura 9 – Desenho esquemático do tanque. ....                                 | 38 |
| Figura 10 – Correlação entre temperaturas de saída dos fluidos quente e frio   | 43 |
| Figura 11 – Perfil de temperaturas na perda de calor para o ambiente .....     | 44 |
| Figura 12 - Esboço da unidade experimental. (FRAZA <i>et al</i> , 2010). ..... | 57 |
| Figura 13 - Vista geral da unidade experimental .....                          | 58 |
| Figura 14 - Impelidores utilizados.....                                        | 59 |
| Figura 15 - Tanque com aquecedores utilizados.....                             | 60 |
| Figura 16 - Gráfico Log jH x Log Re – Ensaio 1 (Axial + Chicana).....          | 68 |
| Figura 17 - Gráfico Log jH x Log Re – Ensaio 2 (Axial + Helicoide) .....       | 68 |
| Figura 18 - Gráfico Log jH x Log Re – Ensaio 3 (Radial + Chicana) .....        | 68 |
| Figura 19 - Gráfico Log jH x Log Re – Ensaio 4 (Radial + Helicoide).....       | 69 |
| Figura 20 - Fator de transmissão de calor.....                                 | 70 |
| Figura 21 - Erro entre os coeficientes calculados e experimentais .....        | 71 |
| Figura 22 - Comparativo entre correlações obtidas em literatura.....           | 72 |

## LISTA DE TABELAS E QUADROS

|                                                                                |    |
|--------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tabela 1 – Aplicações da agitação (OLDSHUE e HERBST, 1992).....                | 17 |
| Tabela 2 – Comparativo entre equipamentos de transferência de calor. ....      | 25 |
| Tabela 3 - Coeficientes da equação de Sieder-Tate .....                        | 34 |
| Tabela 4 - Quadro de ensaios realizados.....                                   | 61 |
| Tabela 5 - Sequência de experimentos realizados nos 4 grupos de ensaios...     | 61 |
| Tabela 6 – Dados – impelidor axial – ensaio 1 (chicana) e 2 (helicoide).....   | 63 |
| Tabela 7 – Dados – impelidor radial – ensaio 3 (chicana) e 4 (helicoide) ..... | 64 |
| Tabela 8 - Resultados para impelidor axial e chicana tubular .....             | 66 |
| Tabela 9 - Resultados para o impelidor axial e serpentina helicoidal.....      | 66 |
| Tabela 10 - Resultados para impelidor radial e chicana tubular.....            | 67 |
| Tabela 11 - Resultados para impelidor radial e serpentina helicoidal .....     | 67 |
| Tabela 12 - Resultados para coeficiente $k$ e expoente $a$ .....               | 73 |

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

|                       |                                                                                                                                    |
|-----------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $a, b \text{ e } c$   | Expoentes (adimensionais)                                                                                                          |
| $A_{\text{cilindro}}$ | Área da parte cilíndrica do tanque ( $\text{m}^2$ );                                                                               |
| $A_{\text{base}}$     | Área da base do tanque ( $\text{m}^2$ );                                                                                           |
| $A_{\text{seção}}$    | Área da seção transversal da tubulação, ( $\text{m}^2$ )                                                                           |
| $A_{\text{troca}}$    | Área total de troca térmica ( $\text{m}^2$ )                                                                                       |
| $c$                   | Calor específico do fluido ( $\text{kcal/kg.}^\circ\text{C}$ )                                                                     |
| $C_p$                 | Capacidade calorífica específica a pressão constante ( $\text{kcal/}^\circ\text{C}$ )                                              |
| $C_{pf}$              | Calor específico do fluido frio, ( $\text{kcal/kg}^\circ\text{C}$ )                                                                |
| $C_{pq}$              | Calor específico do fluido quente ( $\text{kcal/kg.}^\circ\text{C}$ )                                                              |
| $C_v$                 | Capacidade calorífica específica a volume constante ( $\text{kcal/}^\circ\text{C}$ )                                               |
| $D$                   | Diâmetro (m)                                                                                                                       |
| $D_E$                 | Diâmetro externo da tubulação (m)                                                                                                  |
| $D_i$                 | Diâmetro interno da tubulação (m)                                                                                                  |
| $D_{\text{imp}}$      | Diâmetro do impelidor (m)                                                                                                          |
| $D_{\text{serp}}$     | Diâmetro da serpentina (m)                                                                                                         |
| $D_t$                 | Diâmetro interno do tanque (m)                                                                                                     |
| $e$                   | Espessura do acrílico (m)                                                                                                          |
| $E_c$                 | Energia cinética (kcal)                                                                                                            |
| $E_p$                 | Energia potencial (kcal)                                                                                                           |
| $E_{vc}$              | Energia no volume de controle (kcal)                                                                                               |
| $f$                   | Fator de correção (adimensional)                                                                                                   |
| $g$                   | Aceleração da gravidade ( $\text{m/s}^2$ )                                                                                         |
| $H$                   | Altura de líquido no tanque (m)                                                                                                    |
| $h$                   | Coeficiente individual de película ( $\text{kcal/h.m}^2.^\circ\text{C}$ )                                                          |
| $h_1$                 | Entalpia do fluido frio na entrada ( $\text{kcal/kg}$ )                                                                            |
| $h_2$                 | Entalpia do fluido frio na saída ( $\text{kcal/kg}$ )                                                                              |
| $h_3$                 | Entalpia do fluido quente na entrada ( $\text{kcal/kg}$ )                                                                          |
| $h_4$                 | Entalpia do fluido quente na saída ( $\text{kcal/kg}$ )                                                                            |
| $h_{\text{ar}}$       | Coeficiente de convecção natural do ar ( $\text{kcal/h.m}^2.^\circ\text{C}$ )                                                      |
| $h_f$                 | Entalpia do fluido ( $\text{kcal/kg}$ )                                                                                            |
| $h_i$                 | Coeficiente de película interno de transferência de calor ( $\text{kcal/h.m}^2.^\circ\text{C}$ )                                   |
| $h_{io}$              | Coeficiente de película interno de transferência de calor corrigido para o diâmetro externo ( $\text{kcal/h.m}^2.^\circ\text{C}$ ) |
| $h_o$                 | Coeficiente de película externo de transferência de calor ( $\text{kcal/h.m}^2.^\circ\text{C}$ )                                   |
| $j_H$                 | Fator para transmissão de calor (adimensional)                                                                                     |
| $k$                   | Condutividade térmica do fluido ( $\text{kcal/h.m.}^\circ\text{C}$ )                                                               |
| $K$                   | Constante de proporcionalidade (adimensional)                                                                                      |
| $k_{\text{acr}}$      | Condutividade térmica do acrílico ( $\text{kcal/h.m.}^\circ\text{C}$ )                                                             |
| $k_f$                 | Condutividade térmica do fluido frio ( $\text{kcal/h.m}^\circ\text{C}$ )                                                           |
| $L$                   | Comprimento total da tubulação do fluido aquecedor (m)                                                                             |
| LMTD                  | Média logarítmica da diferença das temperaturas dos fluidos ( $^\circ\text{C}$ )                                                   |
| $M$                   | Massa contida no volume de controle (kg)                                                                                           |
| $\dot{m}_1$           | Vazão mássica de entrada de fluido frio ( $\text{kg/h}$ )                                                                          |
| $\dot{m}_2$           | Vazão mássica de saída de fluido frio ( $\text{kg/h}$ )                                                                            |

|                    |                                                                        |
|--------------------|------------------------------------------------------------------------|
| $\dot{m}_3$        | Vazão mássica de entrada de fluido quente (kg/h)                       |
| $\dot{m}_4$        | Vazão mássica de saída de fluido quente (kg/h)                         |
| $\dot{m}_e$        | Vazão mássica na entrada do sistema (kg/h)                             |
| $\dot{m}_f$        | Vazão mássica do fluido frio (kg/h)                                    |
| $\dot{m}_q$        | Vazão mássica do fluido quente (kg/h)                                  |
| $\dot{m}_s$        | Vazão mássica na saída do sistema (kg/h)                               |
| N                  | Rotação do impelidor (rps)                                             |
| Nu                 | Número de Nusselt (adimensional)                                       |
| $\dot{Q}_p$        | Calor perdido para o ambiente por unidade de tempo (kcal/h)            |
| $\dot{Q}_{vc}$     | Calor no volume de controle por unidade de tempo (kcal/h)              |
| $\dot{q}$          | Fluxo de calor (kcal/h)                                                |
| $\dot{q}_f$        | Fluxo de calor fornecido (kcal/h)                                      |
| $\dot{q}_r$        | Fluxo de calor recebido pelo sistema (kcal/h)                          |
| $\dot{q}_p$        | Fluxo de calor perdido para o meio ambiente (kcal/h)                   |
| Pr                 | Número de Prandtl (adimensional)                                       |
| q                  | Vazão volumétrica do fluido quente, (m <sup>3</sup> /s)                |
| Re                 | Número de Reynolds (adimensional)                                      |
| $R_t$              | Resistência térmica total (h.°C/kcal);                                 |
| $R_1$              | Resistência térmica da parede cilíndrica do tanque (h.°C/kcal);        |
| $R_2$              | Resistência térmica da parede plana do tanque (h.°C/kcal);             |
| $r_1$              | Raio interno do tanque (m);                                            |
| $r_2$              | Raio externo do tanque (m);                                            |
| $r_i$              | Fator de incrustação interno (h.m <sup>2</sup> .°C/kcal)               |
| $r_o$              | Fator de incrustação externo (h.m <sup>2</sup> .°C/kcal)               |
| $r_w$              | Resistência térmica da parede da tubulação (h.m <sup>2</sup> .°C/kcal) |
| t                  | Tempo (h)                                                              |
| T                  | Temperatura (°C)                                                       |
| $T_1$              | Temperatura de entrada do fluido frio (°C)                             |
| $T_2$              | Temperatura de saída do fluido frio (°C)                               |
| $T_3$              | Temperatura de entrada do fluido quente (°C)                           |
| $T_4$              | Temperatura de saída do fluido quente (°C)                             |
| $T_{amb}$          | Temperatura ambiente (°C)                                              |
| $T_m$              | Temperatura média entre entrada e saída do fluido quente (°C)          |
| U                  | Coeficiente global de troca térmica (kcal/h.m <sup>2</sup> .°C)        |
| u                  | Energia interna (kcal)                                                 |
| u                  | Energia interna específica (kcal/kg)                                   |
| v                  | Velocidade do fluido (m/s)                                             |
| Vi                 | Correlação entre densidades (adimensional)                             |
| $v_m$              | Velocidade média nas chicanas ou serpentinas (m/s)                     |
| $\dot{W}_{imp}$    | Trabalho realizado pelo impelidor por unidade de tempo (kcal/h)        |
| $\dot{W}_{vc}$     | Trabalho no volume de controle por unidade de tempo (kcal/h)           |
| Z                  | Altura manométrica (m)                                                 |
| $\alpha$ e $\beta$ | Constantes (adimensionais)                                             |
| $\Delta T$         | Diferença de temperatura (°C)                                          |
| $\mu$              | Viscosidade dinâmica do fluido (kg/m.s)                                |
| $\mu_f$            | Viscosidade dinâmica do fluido frio (kg/m.s)                           |
| $\mu_m$            | Viscosidade dinâmica média do fluido frio no ensaio (cP)               |
| $\mu_w$            | Viscosidade dinâmica do fluido na temperatura da parede (kg/m.s)       |
| $\rho$             | Densidade do fluido (kg/m <sup>3</sup> )                               |
| $\rho_f$           | Densidade do fluido frio (kg/m <sup>3</sup> )                          |

## Sumário

|                                                   |    |
|---------------------------------------------------|----|
| 1. INTRODUÇÃO.....                                | 14 |
| 1.1. Generalidades.....                           | 14 |
| 1.2. Objetivos .....                              | 16 |
| 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....                    | 17 |
| 2.1. Impelidores mecânicos.....                   | 17 |
| 2.2. Transferência de Calor.....                  | 19 |
| 2.2.1. Mecanismos de Transferência de Calor ..... | 19 |
| 2.2.2. Convecção Forçada.....                     | 20 |
| 2.3. Tanques com impulsores e troca de calor..... | 23 |
| 2.3.1. Tanques com jaquetas .....                 | 26 |
| 2.3.2. Tanques com placas.....                    | 27 |
| 2.3.3. Tanques com serpentina espiral.....        | 28 |
| 2.3.4. Tanques com serpentina helicoidal .....    | 29 |
| 2.3.5. Tanques com chicana tubular .....          | 31 |
| 2.4. Coeficiente de Película Externo .....        | 32 |
| 3. MATERIAL E MÉTODO.....                         | 37 |
| 3.1. Fundamentação teórica.....                   | 37 |
| 3.2. Material .....                               | 56 |
| 3.3. Método .....                                 | 60 |
| 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....                   | 63 |
| 4.1. Dados obtidos .....                          | 63 |
| 4.2. Cálculos e resultados .....                  | 64 |
| 4.3. Discussão.....                               | 72 |
| 5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES .....                   | 78 |
| 5.1. Conclusões .....                             | 78 |
| 5.2. Sugestões .....                              | 78 |
| 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....               | 80 |

## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1. Generalidades

A utilização de tanques com impelidores e transferência de calor é comum na indústria química e petroquímica. Oldshue e Herbst (1992) afirmam que aproximadamente 85% dos processos que se utilizam de impelidores estão envolvidos com transferência de calor. Segundo Coker (2007) uma das maiores aplicações desses processos são os reatores. Para Levenspiel (1999) homogeneidade, temperatura, além de pressão e composição química são as variáveis que mais afetam uma reação química. Os autores Dickey e Hicks (1976) e Oldshue (1983) relatam ainda que todo processo de transferência de calor pode ser melhorado com a adição de um impelidor.

Para Nassar e Mehtroa (2011) e Raguraman *et al* (2010), os processos de transferência de calor associados com homogeneização em reatores são usados em indústrias de alimentos, petróleo, mineração, química, farmacêutica, papel e celulose e em indústria de geração de energia. A importância se deve pelo fato da temperatura ser um dos mais significativos fatores de controle de um processo. Debab, Chergui e Bertrand (2011), e Dostal, Petera e Rieger (2010) ressaltam a importância dessa operação em processos bioquímicos que requerem controle apurado. Os tanques dotados de impelidores e superfície de troca de calor são usados em processos contínuos e batelada (RAI, DEVOTTA e RAO, 2010).

Penney e Atiemo-Obeng (2004) e Debab, Chergui e Bertrand (2011) descrevem que o coeficiente global de troca térmica depende das propriedades do fluido, dos parâmetros operacionais do impelidor, da configuração do tanque e da fonte de calor adotada. Aerstin e Street (1978) relatam ainda que, para um projeto satisfatório, deve-se primeiro verificar o volume necessário do tanque, selecionar o impelidor, depois selecionar a geometria do tanque e seus internos, para então calcular o impelidor e subsequentemente o trocador de

calor. Vale ressaltar que a quantidade de calor a ser trocada, as propriedades físicas dos fluidos, principalmente a viscosidade, e o volume do tanque são parâmetros que afetam diretamente o dimensionamento (RAI, DEVOTTA e RAO, 2010) e (SETH e STAHEL, 1969).

De acordo com Triveni, Vishwanadham e Venkateshwar (2008) a transferência de calor em tanques com impulsores mecânicos depende da geometria e da rotação do impelidor, do tipo e do número de chicanas e do tipo de superfície de transferência de calor. Bondy e Lippa (1983) evidenciam a importância do tamanho e da localização do impulsor. A maioria dessas variáveis nunca foi investigada detalhadamente (OLDSHUE, 1983).

Para a determinação do coeficiente global de troca térmica, faz-se necessário calcular os coeficientes de película interno e externo, sendo que a turbulência promovida no tanque influencia este último. O coeficiente de película externo está contido no número de Nusselt, que pode ser expresso em função do número de Reynolds e do número de Prandtl. Baseados em experimentos laboratoriais, Sieder e Tate em 1936 correlacionaram estes três números adimensionais, definindo constantes de proporcionalidade que são função do tipo de impelidor e da fonte de calor utilizada (COUPER *et al*, 2005). Os pesquisadores, em sua maioria, utilizaram-se de experimentos em batelada para a determinação dos coeficientes da equação de Sieder-Tate.

Embora exista uma variedade de tipos de impulsores como naval, pás, turbinas, âncora e fita helicoidal, estes podem ser divididos nas categorias axial e radial, sendo estes de diversos tamanhos e geometrias (COKER, 2007).

Com relação à fonte de calor usada nos tanques com impulsores, os mecanismos disponíveis são as jaquetas, as chicanas tubulares, as serpentinas espirais ou helicoidais e as placas verticais (COUPER *et al*, 2005). Para Dickey e Hicks (1976), Oldshue (1983) e Coker (2007) os três meios mais comuns de trocar calor em tanques com impulsores são as jaquetas, as serpentinas helicoidais e as chicanas tubulares.

A literatura é carente de dados no que concerne a determinação da maior transferência de energia nos tanques em função do tipo de impelidor e fonte de calor.

## **1.2. Objetivos**

Este estudo teve como objetivo geral determinar experimentalmente os expoentes e a constante de proporcionalidade da equação de Sieder-Tate, de maneira a fornecer os modelos matemáticos para o cálculo do coeficiente de película externo de transferência de calor, em função da fonte de calor e do impelidor utilizado, além de comparar o calor trocado e permitir a escolha do par fonte de calor e impelidor mais eficaz.

Visou como objetivo específico comparar a troca de calor entre dutos de formato helicoidal e chicana tubular, em associação a impelidores do tipo axial e radial, empregando água como fluido aquecedor e a ser aquecido, para número de Reynolds de 40.000 a 170.000.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1. Impelidores mecânicos

A agitação é uma das mais comuns operações industriais. Tem um papel fundamental em vários processos químicos para fornecer movimento ao fluido. Os processos referentes à agitação podem ser divididos em cinco classes de aplicação conforme mostra a Tabela 1.

**Tabela 1 – Aplicações da agitação (OLDSHUE e HERBST, 1992).**

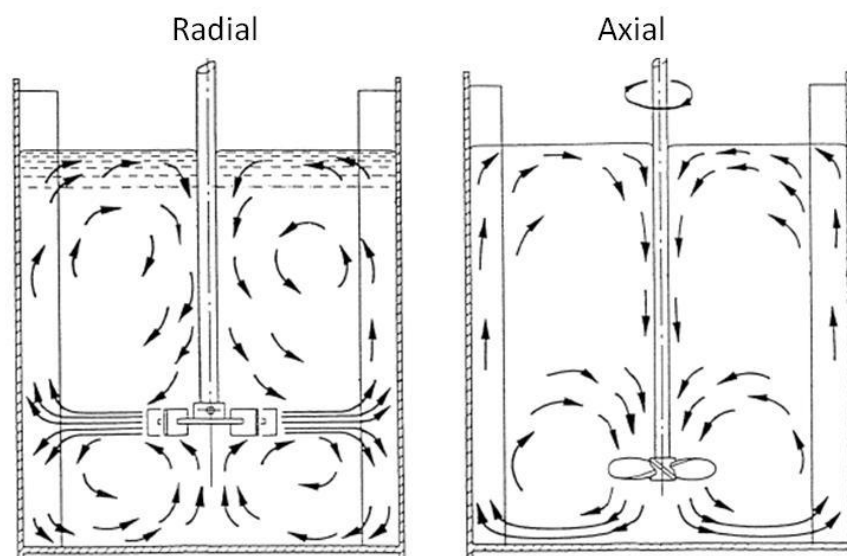
| <b>Aplicação</b>     | <b>Processo Físico</b> | <b>Processo Químico</b> |
|----------------------|------------------------|-------------------------|
| Líquido – sólido     | Suspensão              | Dissolução              |
| Líquido – gás        | Dispersão              | Absorção                |
| Líquidos imiscíveis  | Emulsão                | Extração                |
| Líquidos miscíveis   | Mistura                | Reação                  |
| Movimento de fluidos | Bombeamento            | Transferência de calor  |

A forma de aplicação mais praticada são tanques com impelidores mecânicos. Os tanques geralmente são cilíndricos e com chicanas, enquanto que os impelidores são constituídos de um motor de acionamento e uma haste com um ou mais rotores acoplados (OLDSHUE e HERBST, 1992).

As chicanas são placas instaladas na parede interna do tanque, as quais provocam um redirecionamento do fluxo, evitando os vórtices que se formam devido à ação da força centrífuga que age no líquido (SMITH, 1979).

Os impelidores mecânicos podem ser classificados de acordo com a direção do movimento do fluido no interior do tanque propulsionado pela rotação do mesmo. São divididos basicamente em axial, que impulsiona a

mistura paralelamente ao eixo na saída do impelidor, e radial, que impulsiona a mistura perpendicularmente ao eixo na saída do impulsor, conforme demonstrados na Figura 1.



**Figura 1 – Classe de impelidores (COKER, 2007).**

Os impelidores de fluxo axial produzem um padrão de fluxo através de todo o tanque em um único estágio, gerando uma maior uniformidade das variáveis de processo. Os impulsores de fluxo radial por sua vez, produzem um padrão de dois estágios: acima e abaixo do impulsor (COKER, 2007).

Existem vários modelos de impelidores, sendo os mais comuns do tipo pás, turbinas e hélices. Cada um deles tem uma aplicação específica que é função do grau de agitação e das propriedades físicas dos fluidos envolvidos. A Figura 2 apresenta alguns modelos de impelidores.

Em tanques onde ocorre também a transferência de calor, a agitação beneficia a convecção, propiciando que a temperatura ao longo do tanque seja uniforme (OLDSHUE, 1983).

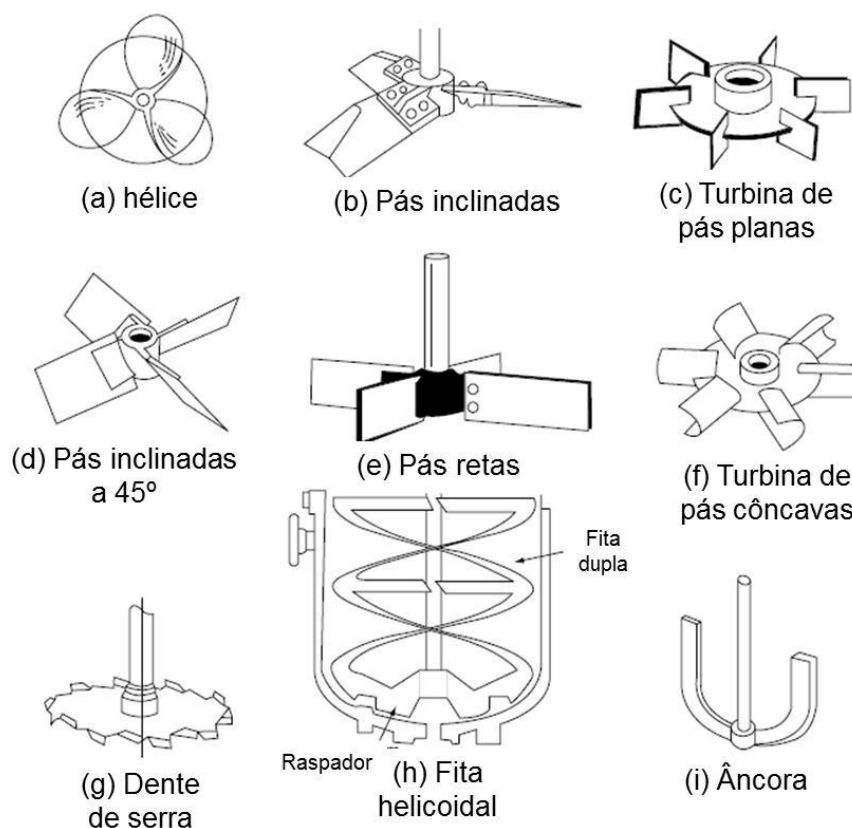


Figura 2 – Modelos de impelidores (COUPER *et al*, 2005).

## 2.2. Transferência de Calor

### 2.2.1. Mecanismos de Transferência de Calor

Calor é a forma de energia que pode ser transferida de um sistema para outro em consequência da diferença de temperatura entre ambos, conforme definem Çengel e Ghajar (2011); transferência de calor é o estudo do calor transferido por unidade de tempo e que recebe a denominação de taxa de transferência de calor. Os mecanismos básicos de transferência de calor são condução, radiação e convecção.

A condução térmica estabelece-se através da transferência de energia, das partículas mais energéticas de uma substância, para partículas adjacentes menos energéticas. Ocorre nos sólidos através da combinação das vibrações

das moléculas, enquanto que nos gases e nos líquidos deve-se às colisões e difusões das moléculas durante movimentos aleatórios (KERN, 1987).

Radiação térmica é a forma de energia emitida pela matéria, sob a forma de ondas eletromagnéticas, fruto de mudanças nas configurações eletrônicas de átomos ou moléculas. Quaisquer corpos que estejam a uma temperatura acima do zero absoluto emitem radiação térmica (KERN, 1987).

A convecção térmica é a transferência de energia de um material para um fluido em movimento. A convecção pode ser classificada como natural ou forçada. A convecção forçada ocorre quando o fluido é impelido a se movimentar por uma superfície pela ação de ventiladores ou impulsores, ou por tubulações através de bombeamento. Já a convecção natural se estabelece quando o fluido se movimenta sem a ação de um agente mecânico, tendo como exemplo típico a movimentação por diferenças de densidades ocasionadas por gradientes de temperatura (ÇENGEL e GHAJAR, 2011).

Autores como Çengel e Ghajar (2011) atestam que a transferência de calor por convecção depende, fortemente, das propriedades do fluido como a viscosidade dinâmica, a condutividade térmica, a densidade, o calor específico e, além disso, depende da velocidade do fluido, da geometria da superfície e do tipo de escoamento, que pode ser laminar ou turbulento.

### **2.2.2. Convecção Forçada**

Analisando a passagem de um fluido por uma tubulação, sabe-se que existe um fluxo de calor trocado com o fluido externo, caso haja uma diferença de temperatura entre ambos. Essa transferência de calor não se dá somente por condução, mas ocorre parcialmente por radiação e parcialmente por convecção. Para Kern (1987), quando ocorre a convecção forçada em líquidos e gases, a influência da radiação pode ser desprezada. Bennett e Myers (1978) definem que, a transferência de calor resultante da condução e do escoamento fluídico simultâneo, é classificada como convecção forçada.

Segundo Kreith (1977), o aquecimento ou resfriamento de fluidos que escoam no interior de tubulações acham-se entre os processos industriais mais importantes de transferência de calor.

Arfelli (2009) em seu trabalho afirma que durante a convecção forma-se uma película fina do fluido em cima da superfície de troca de calor, chamada de camada limite, que assume comportamentos ligados a densidade, calor específico, viscosidade, condutividade térmica do fluido, e diferença de temperatura entre a superfície e o próprio fluido.

Considerando que a parede de uma tubulação sofre convecção forçada nos dois lados, como é o caso dos trocadores de calor casco-tubo, sabe-se que existem duas películas condutoras fictícias que representam uma resistência única, que combina os mecanismos de transferência de calor. Essas películas recebem a denominação de coeficiente pelicular convectivo interno e externo, ou apenas coeficiente individual de película (ÇENGEL e GHAJAR, 2011).

O fluxo de calor na convecção é função do coeficiente individual de película, da diferença de temperatura entre a região interna e externa da tubulação e da área de troca térmica, conforme a Equação 1.

$$\dot{q} = h \cdot A_{\text{troca}} \cdot \Delta T \quad (1)$$

Sendo,

$\dot{q}$ , o fluxo de calor (kcal/h);

$h$ , o coeficiente individual de película (kcal/h.m<sup>2</sup>.°C);

$A_{\text{troca}}$ , a área total de troca térmica (m<sup>2</sup>);

$\Delta T$ , a diferença de temperatura (°C).

Vários fatores influenciam o coeficiente de película, tais como propriedades dos fluidos, grau de agitação, geometria da tubulação, velocidade do fluido e localização do fluido (externa ou interna ao tubo). Para autores como Kern (1987), a existência de tantos fatores, cada qual com seu grau de influência, não permite uma dedução racional para o cálculo direto do

coeficiente de película; também não é prático que seja determinado através de experimentos toda vez que necessário.

Através de métodos puramente matemáticos e fazendo uso de constantes de proporcionalidade e expoentes, foi estabelecida uma combinação entre as principais variáveis que influenciam o coeficiente de película. Assim como o número de Reynolds, as variáveis foram agrupadas nos números adimensionais de Nusselt e Prandtl, gerando a Equação 2.

$$Nu = K \cdot (Re)^a \cdot (Pr)^b \quad (2)$$

Sendo,

Nu, o número de Nusselt (adimensional);

Re, o número de Reynolds (adimensional);

Pr, o número de Prandtl (adimensional);

K, a constante de proporcionalidade (adimensional);

a e b, os expoentes (adimensionais).

Para reescrever a Equação 2 em função das variáveis, é preciso representar os números de Reynolds (Equação 3), Nusselt (Equação 4) e Prandtl (Equação 5).

$$Re = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad (3)$$

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \quad (4)$$

$$Pr = \frac{c \cdot \mu}{k} \quad (5)$$

Em que,

D, é o diâmetro (m);

v, é a velocidade do fluido (m/s);

$\rho$ , é a densidade do fluido (kg/m<sup>3</sup>);

$\mu$ , é a viscosidade dinâmica do fluido (kg/m.s);

$k$ , é a condutividade térmica do fluido (kcal/h.m.°C);

$c$ , é o calor específico do fluido (kcal/Kg.°C).

A Equação 2 passa então a ser escrita da seguinte forma (Equação 6):

$$\frac{h \cdot D}{k} = K \cdot \left( \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} \right)^a \cdot \left( \frac{c \cdot \mu}{k} \right)^b \quad (6)$$

No caso em que a viscosidade dos fluidos seja superior a 20 cP, é aplicado um fator adimensional que correlaciona as viscosidades (Equação 7).

$$V_i = \frac{\mu}{\mu_w} \quad (7)$$

Sendo,

$V_i$ , a correlação entre viscosidades (adimensional);

$\mu_w$ , é a viscosidade dinâmica do fluido na temperatura da parede (kg/m.s).

A Equação 6 recebe, em seu segundo termo, a multiplicação da Equação 7 acrescida do expoente adimensional  $c$ , gerando a Equação 8, conhecida como Equação de Sieder-Tate.

$$\frac{h \cdot D}{k} = K \cdot \left( \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} \right)^a \cdot \left( \frac{c \cdot \mu}{k} \right)^b \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^c \quad (8)$$

### 2.3. Tanques com impulsores e troca de calor

Transferência de calor em vasos com agitação mecânica é uma prática muito comum na indústria química. Oldshue e Herbst (1992) afirmam que, por volta de 85% dos processos que usam impelidores, utilizam-se concomitantemente de equipamentos que promovem a transferência de calor.

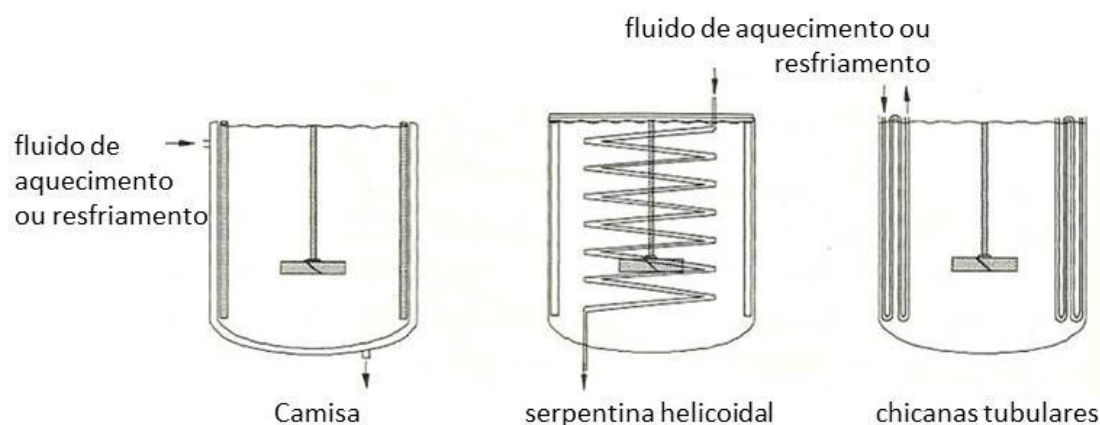
Os impelidores usados podem ser do tipo naval, pás, turbinas, âncora e fita helicoidal. Já os equipamentos de transferência de calor comumente usados são as jaquetas, as chicanas tubulares, as serpentinas espirais ou helicoidais e as placas verticais.

A escolha do impelidor e do equipamento de transferência de calor utilizado é função da característica do fluido, da quantidade de calor a ser transferido, do grau de agitação requerido e da geometria do vaso. Fatores econômicos como o consumo de energia, e operacionais como a facilidade de limpeza e manutenção, também devem ser considerados (COKER, 2007).

Na visão de Arfelli (2009) a intensidade do calor trocado depende essencialmente do tipo de impelidor usado, enquanto que Cudak e Karcz (2008) salientam que o coeficiente de transferência de calor depende também da excentricidade do impelidor, além da posição da superfície que irá efetuar a troca de calor.

Desta maneira, existem várias possibilidades de combinações entre os pares de impelidor e equipamento de transferência de calor. Para cada uma dessas possibilidades, a constante  $K$  e os expoentes  $a$ ,  $b$  e  $c$  da Equação 8 variam.

Oldshue (1983) afirma que os 3 tipos mais comuns de equipamentos de transferência de calor utilizados são as jaquetas, as serpentinas helicoidais e as chicanas tubulares (Figura 3), enquanto que os impelidores mais utilizados são do tipo pás e turbinas. O autor ressalta ainda que para cada caso existe um específico coeficiente de película.



**Figura 3 – Dispositivos de transferência de calor (GOMIDE, 1997).**

A Tabela 2 apresenta as principais vantagens e desvantagens no uso de cada dispositivo de transferência de calor.

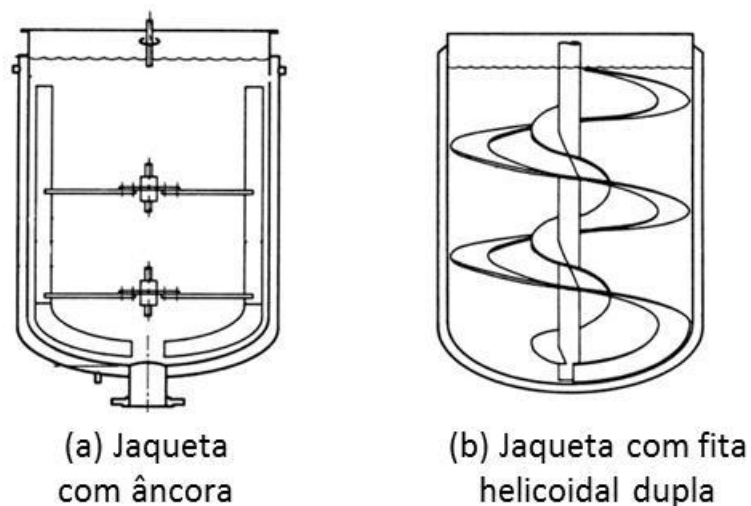
**Tabela 2 – Comparativo entre equipamentos de transferência de calor.**

| <b>Equipamento de Transferência de Calor</b> | <b>Vantagens</b>                                                                                                                                                                                                                                    | <b>Desvantagens</b>                                                                                                                                                                                                                          |
|----------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <i>Jaqueta</i>                               | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Material de construção não depende do fluido do tanque</li> <li>- Em caso de rompimento da parte externa da jaqueta não há contato entre os fluidos.</li> <li>- Facilidade de limpeza do tanque</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Necessita de isolamento quando usado para aquecimento.</li> <li>- Dificuldades de limpeza e manutenção da jaqueta.</li> <li>- Elevado custo de instalação.</li> <li>- Área de troca fixa</li> </ul> |
| <i>Placa</i>                                 | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Dispensa o uso de chicana.</li> <li>- Facilidade na troca e manutenção da placa</li> </ul>                                                                                                                 | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Ocupa muito espaço no interior do tanque</li> </ul>                                                                                                                                                 |
| <i>Serpentina Espiral</i>                    | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Facilidade para remoção e limpeza para tanques de pequeno porte</li> <li>- Aquisição e montagem de baixo custo</li> </ul>                                                                                  | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Troca térmica localizada e não em todo o tanque</li> <li>- Desaconselhável para sólidos em suspensão</li> </ul>                                                                                     |
| <i>Serpentina Helicoidal</i>                 | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Possibilita grande área de troca térmica</li> <li>- Aquisição e montagem de baixo custo</li> </ul>                                                                                                         | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Dificuldade na limpeza do tanque e da helicoide</li> </ul>                                                                                                                                          |
| <i>Chicana Tubular</i>                       | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Dispensa o uso de chicana.</li> <li>- Facilidade na limpeza</li> <li>- Elevada turbulência em torno da área de troca térmica</li> </ul>                                                                    | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Limitações de área devido ao número máximo de chicanas e de tubos nas chicanas</li> <li>- Pode ter elevada perda de carga</li> </ul>                                                                |

### **2.3.1. Tanques com jaquetas**

Jaquetas consistem de um cilindro revestindo externamente um tanque onde se pretende realizar uma transferência de calor, conforme Figura 4. Não existe o contato entre o fluido do tanque e o fluido da jaqueta. É sempre necessário considerar a condutividade térmica e a espessura do tanque. A utilização de um impelidor é fundamental para que o fluido que está no centro do tanque possa se movimentar na direção da sua parede e melhorar a transferência de calor. As jaquetas podem ser em volta de todo o tanque ou apenas na base. Por motivos de segurança é necessário que seja instalado um isolamento quando a operação for de aquecimento (KERN, 1987).

O fluido de aquecimento ou resfriamento pode circular diretamente em toda jaqueta, ou então em tubulações que envolvem helicoidalmente o tanque. Pode-se ainda dispor de chicanas em hélice para garantir uma boa circulação do fluido. Segundo Dhotre, Murthy e Jayakumar (2006) existem jaquetas de paredes simples ou duplas, jaquetas acopladas com serpentina, meia serpentina e espiral. Não se recomenda o uso de jaquetas quando se faz necessária uma grande transferência de calor. Para Dostál, Petera e Rieger (2010) os processos onde são necessários tanques de grandes volumes, a área de transferência de calor de uma jaqueta pode não ser suficiente perante seu volume total. Na ótica de autores como Havas, Deák e Sawinsky (1982), as jaquetas são muito eficientes para tanques com volumes de até  $1 \text{ m}^3$ , enquanto que para volumes superiores a  $100 \text{ m}^3$  é necessário um sistema de aquecimento adicional à jaqueta, que pode ser serpentina ou chicana tubular.



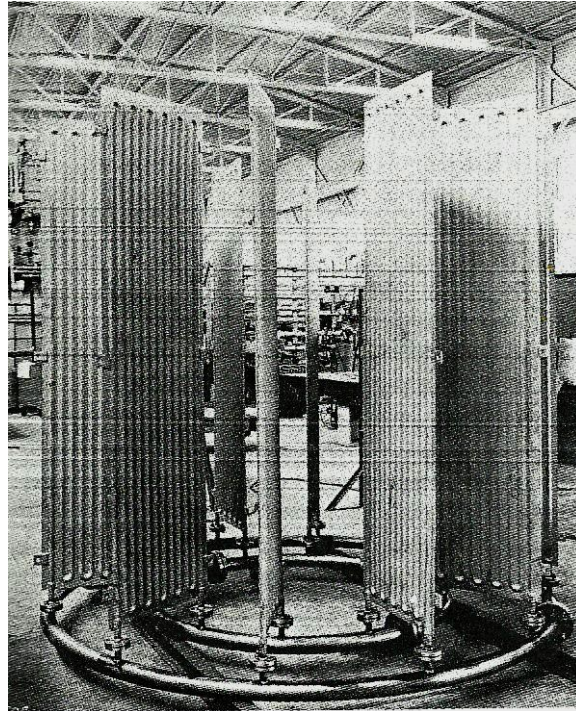
**Figura 4 – Aquecimento com jaqueta e impelidores (COUKER, 2007).**

A utilização de jaquetas tem algumas limitações; para Niedzielska e Kuncewicz (2005) a distribuição da temperatura dentro do tanque não é uniforme quando em regime laminar. Oldshue (1983) assevera que após construído o tanque com jaqueta, é praticamente impossível aumentar a capacidade do equipamento, sendo necessária a sua substituição em casos de ampliação da unidade. No entanto, Arfelli (2009) destaca que as jaquetas tem a vantagem de muitas vezes poderem ser fabricadas com material mais barato do que o utilizado na confecção do tanque, além de reduzir a possibilidade de contaminação do fluido durante sua limpeza e manutenção.

### **2.3.2. Tanques com placas**

As placas são uma variação dos tubos verticais. O aquecimento com placas prevê que estas sejam instaladas radialmente ao tanque ou em ângulos de 45° com a base. Nestas condições, as placas podem substituir as chicanas do tanque. Para Penney e Atiemo-Obeng (2004) obtém-se a maior eficiência térmica usando 6 placas, embora o máximo seja de 16.

Tais dispositivos são de fácil instalação e manutenção. Para evitar a formação de vórtices, tem um efeito significativamente maior do que a chicana tradicional. São feitas de chapas de face lisa, com tubulações em seu interior por onde circula o fluido (Figura 5). A distribuição do fluido pelas placas é mais eficiente quando comparada com a chicana tubular.



**Figura 5 – Aquecedor de placas para tanques (OLDSHUE, 1983).**

Oldshue (1983) descreve que o ângulo formado entre a placa e a parede do tanque não tem efeito significativo na transferência de calor, devendo ser construída sempre para se obter a maior área possível, facultando uma transferência de calor mais significativa

### **2.3.3. Tanques com serpentina espiral**

A serpentina espiral, também conhecida como bobina chata, é uma tubulação geralmente de aço, cobre ou ligas, enrolada em forma de espiral, e

que é instalada horizontalmente próximo da base do tanque (Figura 6). É muito utilizada em tanques de estocagem onde se pretende facilitar o bombeamento do fluido elevando a temperatura apenas do fundo do tanque. A aplicação em conjunto com impelidores não é muito comum (FRAZA *et al*, 2012). Seu uso deve ser evitado quando existirem sólidos em suspensão (RUSHTON, LICHTMANN, e MAHONY, 1948).

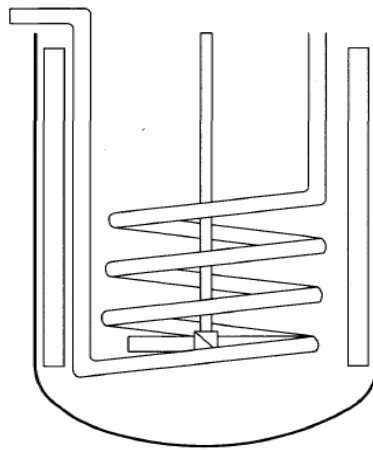


**Figura 6 – Tanque com serpentina espiral (FRAZA *et al*, 2012).**

#### **2.3.4. Tanques com serpentina helicoidal**

Para aquecimento ou resfriamento, as serpentinas helicoidais são largamente utilizadas na indústria química, principalmente quando se necessita de grande área de troca térmica. Estas serpentinas são tubulações geralmente de aço, cobre ou ligas, em forma de helicoides, instaladas dentro do tanque conforme Figura 7. Para Kern (1987) este é o modelo mais econômico de transferência de calor em tanques, enquanto que Mohan, Emery e Al-Hassan (1992) afirmam que as serpentinas helicoidais fornecem maior taxa de transferência de calor do que as jaquetas, o que vem de acordo com o que verificaram Petera, Dostal e Rieger (2008) em seus trabalhos.

Não é raro encontrar processos onde, para aumentar a transferência de calor, o projetista utiliza-se de duas secções de serpentina, formando a helicoide dupla. Para Oldshue (1983) a instalação da segunda hélice aumenta a transferência de calor de 70 a 90%. Outra opção é diminuir a distância entre os tubos das serpentinas, evitando que se toquem, propiciando que a área de transferência de calor aumente. Penney e Atiemo-Obeng (2004) recomendam no máximo 2 secções de serpentinas.



**Figura 7 – Aquecimento com serpentina helicoidal (SINNOTT, 2003).**

Em sua publicação, Rushton, Lichtmann e Mahony (1948) destacam que a área entre o impelidor e a serpentina helicoidal é uma região de ótima homogeneização, porém, na região entre a helicoide e a parede do tanque ela é mais precária. Os autores citam ainda que em helicoides duplas ou triplas a transferência de calor aumenta, porém a eficiência diminui por provocar mais regiões onde a homogeneização é deficitária.

Para Oldshue e Herbst (1992) quando a viscosidade do fluido for igual ou menor do que 100 cP a utilização de helicoides reduz em 50% a necessidade da chicana, e se as helicoides forem duplas, reduz em 25%. Para helicoides triplas praticamente não há necessidade de chicana.

### 2.3.5. Tanques com chicana tubular

As chicanas tubulares são tubos verticais instalados no interior do tanque, conectados entre si (Figura 8). Na transferência de calor com chicanas tubulares estas são colocadas radialmente no tanque ou em ângulos de 45° com a base. O número de tubos por chicana é de no máximo 4, podendo chegar a 5 quando a chicana for disposta em ângulo. Recomenda-se o uso de 4 chicanas tubulares, podendo chegar a 8 ou no máximo 16 (PENNEY, ATIEMO-OBENG, 2004).

O dimensionamento das chicanas tubulares deve seguir as mesmas recomendações do dimensionamento das chicanas utilizadas para evitar a formação de vórtice em tanques com agitação. As chicanas tubulares exercem dupla função, além de fornecerem área para transferência de calor, impedem a formação de vórtices (COKER, 2007).

Em torno dos tubos das chicanas existe uma região de alta turbulência, o que favorece a transferência de calor, conforme constatou Oldshue (1983).

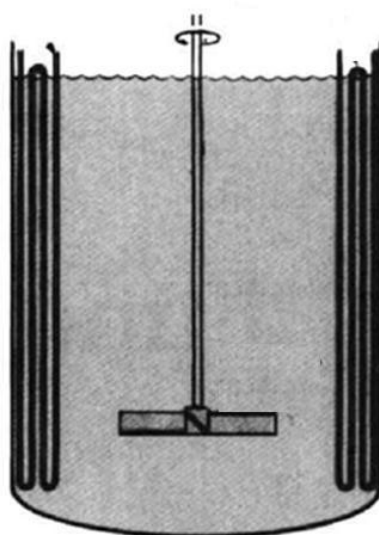


Figura 8 – Aquecimento com chicana tubular (COKER, 2007).

As publicações de Dostal, Petera e Rieger (2010) e de Kai e Shengyao (1989) mostram que além da função de transferência de calor, as chicanas tubulares auxiliam na homogeneização dentro do tanque, enquanto que Rushton, Lichtmann e Mahony (1948) relatam que as chicanas demonstram bons resultados tanto com impelidores axiais como radiais, porém, com resultados distintos.

O uso de chicanas tubulares e serpentinas helicoidais pode substituir as jaquetas, pois aumentam a superfície de troca de calor e elevam o coeficiente global de transferência de calor, além de terem custos de montagem, inspeção e manutenção mais reduzidos (SETH e STAHEL, 1965).

#### **2.4. Coeficiente de Película Externo**

Em um processo onde se faz presente a transferência de calor em operação concomitante com a homogeneização, o coeficiente de película externo é função de fatores tais como propriedades dos fluidos, grau de agitação, geometria do tanque e da área de troca de calor, posição, tipo e dimensões do impelidor. Modelos matemáticos são capazes de estabelecer uma combinação entre as principais variáveis que influenciam o coeficiente de película, facultando sua determinação através da equação de Sieder-Tate (Equação 8).

Os coeficientes da equação de Sieder-Tate já foram fruto de inúmeros estudos e publicações. O que se pode notar é que são poucos os trabalhos onde os resultados foram obtidos em processos contínuos; na maioria dos casos os experimentos ocorreram em batelada.

Alguns autores na tentativa de simular um processo contínuo usaram o artifício de realizar o ensaio com 3 fluidos no mesmo tanque, sendo um o fluido quente, outro o fluido frio e o terceiro servindo como veículo intermediário de transferência de calor, o que difere em muito do que é praticado nas indústrias.

Os ensaios conduzidos por Chilton, Drew e Jebens (1944) ocorreram com a admissão de vapor em uma jaqueta e água de resfriamento em uma serpentina, enquanto que no tanque os fluidos testados foram óleo, glicerol e água. Rushton, Lichtmann e Mahony (1948) utilizaram no mesmo tanque 2 jogos de chicanas tubulares instaladas diametralmente opostas, uma com água quente e outra com água fria, na tentativa de desenvolver um processo estável e contínuo.

Outro ponto relevante é que nos trabalhos publicados não se observa a preocupação de comparar os resultados obtidos em função do tipo de impelidor utilizado com a característica da superfície de troca de calor adotada.

A melhor maneira de conduzir os experimentos para a determinação do coeficiente de película externo é fixando os parâmetros do fluido que é bombeado pelos tubos, alterando a rotação do impelidor e a quantidade de calor fornecida ao sistema a partir do fluido que está no tanque (PERARASU, ARIVAZHAGAN e SIVASHANMUGAM, 2011).

Não foram encontrados trabalhos publicados onde os experimentos tenham ocorrido em processos contínuos e seus resultados tenham sido comparados com a finalidade de determinar a maior transferência de calor em função do impelidor e da superfície de troca utilizada.

Na Tabela 3 tem-se um apanhado geral dos vários experimentos realizados por inúmeros pesquisadores que obtiveram as constantes da equação de Sieder-Tate para o cálculo do coeficiente de película externo.

Os ensaios ocorreram com diferentes tipos de impelidores, usando variadas superfícies de transferência de calor. Nem todos os autores explicitam como conduziram exatamente os seus experimentos, por isso a tabela tem algumas lacunas como a faixa de Reynolds. Outro ponto que merece atenção é que os processos que foram ditos como contínuos, ocorreram em verdade, com o auxílio de um fluido intermediário.

**Tabela 3 - Coeficientes da equação de Sieder-Tate**

| Impelidor                         | Reynolds          | Superfície de Transferência | k      | a     | b     | c     | Autor                                                     | Obs                                                   |
|-----------------------------------|-------------------|-----------------------------|--------|-------|-------|-------|-----------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|
| 3 pás inclinadas                  |                   | Chicana tubular             | 0,513  | 0,670 | 0,333 | 0,140 | Karcz e Strek <i>apud</i> Dóstal <i>et al</i> (2010)      |                                                       |
| 4 pás retas                       | > 100             | Chicana tubular             | 0,060  | 0,650 | 0,300 | 0,420 | Dunlap e Rushton <i>apud</i> Penney e Atiemo-Obeng (2004) | TC                                                    |
| 6 pás retas                       | 3.000 - 500.000   | Chicana tubular             | 0,126  | 0,667 | 0,400 | 0,160 | Havas <i>et al</i> (1982)                                 | PC - FQ: água - FF: água e óleo - Reynolds modificado |
| 6 pás retas                       | 300.000 - 500.000 | Chicana tubular             | 0,291  | 0,667 | 0,400 | 0,160 | Havas <i>et al</i> (1983)                                 | FF: água e óleo - Reynolds modificado                 |
| Hélice                            |                   | Chicana tubular             | 0,494  | 0,670 | 0,333 | 0,140 | Karcz <i>apud</i> Dóstal <i>et al</i> (2010)              |                                                       |
| Hélice                            |                   | Chicana tubular             | 0,640  | 0,670 | 0,333 | 0,140 | Karcz <i>apud</i> Dóstal <i>et al</i> (2010)              |                                                       |
| Hélice                            |                   | Chicana tubular             | 0,494  | 0,670 | 0,333 | 0,140 | Karcz e Strek <i>apud</i> Dóstal <i>et al</i> (2010)      |                                                       |
| Impulsor contracorrente           | 200 - 18.400      | Chicana tubular             | 0,048  | 0,667 | 0,333 | 0,167 | Kai e Shengyao (1989)                                     | PC - FF: CMC - TC                                     |
| Impulsor contracorrente           | 200 - 18.400      | Chicana tubular             | 0,450  | 0,667 | 0,333 | 0,167 | Kai e Shengyao (1989)                                     | PC - FF: CMC - TC                                     |
| Turbina de 3 pás inclinadas a 45° |                   | Chicana tubular             | 0,494  | 0,670 | 0,333 | 0,140 | Lukes <i>apud</i> Dóstal <i>et al</i> (2010)              |                                                       |
| Turbina de 3 pás inclinadas a 45° |                   | Chicana tubular             | 0,542  | 0,658 | 0,333 | 0,140 | Lukes <i>apud</i> Dóstal <i>et al</i> (2010)              |                                                       |
| Turbina de 4 pás inclinadas a 45° | 6.000 - 90.000    | Chicana tubular             | 17,880 | 0,269 | 0,286 | 0,365 | Rosa <i>et al</i> (2013)                                  | PC - FQ: água - FF: sacarose                          |
| Turbina de 4 pás planas           | 1.300 - 2.000.000 | Chicana tubular             | 0,090  | 0,650 | 0,300 | 0,400 | Dunlap e Rushton <i>apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)    | FF: água e óleos - TC                                 |
| Turbina de 6 pás                  | > 100             | Chicana tubular             | 0,021  | 0,670 | 0,400 | 0,270 | Gentry e Small <i>apud</i> Penney e Atiemo-Obeng (2004)   | TC                                                    |
| Turbina de 6 pás inclinadas a 45° | 19.000 - 112.000  | Chicana tubular             | 0,540  | 0,675 | 0,330 | 0,140 | Dóstal <i>et al</i> (2010)                                | PB - FQ: água - FF: água                              |
| Turbina de 6 pás inclinadas a 45° |                   | Chicana tubular             | 0,571  | 0,670 | 0,333 | 0,140 | Dóstal <i>et al</i> (2010)                                |                                                       |
| Turbina de 6 pás inclinadas a 45° |                   | Chicana tubular             | 0,750  | 0,670 | 0,333 | 0,140 | Karcz <i>apud</i> Dóstal <i>et al</i> (2010)              |                                                       |
| 3 pás inclinadas                  | > 100             | Jaqueta                     | 0,310  | 0,667 | 0,333 | 0,140 | Fasano <i>et al apud</i> Penney e Atiemo-Obeng (2004)     | TC                                                    |
| 4 pás inclinada a 45°             | > 4.000           | Jaqueta                     | 0,360  | 0,670 | 0,330 | 0,140 | Bondy e Lippa <i>apud</i> Arfelli (2009)                  |                                                       |
| 4 pás inclinada a 45°             | 20 - 4.000        | Jaqueta                     | 0,415  | 0,670 | 0,330 | 0,240 | Bondy e Lippa <i>apud</i> Arfelli (2009)                  |                                                       |
| 4 pás inclinadas                  | > 100             | Jaqueta                     | 0,450  | 0,667 | 0,333 | 0,140 | Fasano <i>et al apud</i> Penney e Atiemo-Obeng (2004)     | TC                                                    |
| 4 pás retas                       | > 100             | Jaqueta                     | 0,660  | 0,667 | 0,333 | 0,140 | Fasano <i>et al apud</i> Penney e Atiemo-Obeng (2004)     | TC                                                    |
| Ancora                            | 4.000 - 37.000    | Jaqueta                     | 0,550  | 0,670 | 0,250 | 0,140 | Brown <i>et al apud</i> Chapman e Holland (1965)          |                                                       |
| Ancora                            | > 100             | Jaqueta                     | 0,320  | 0,667 | 0,333 | 0,140 | Harry e Uhl <i>apud</i> Penney e Atiemo-Obeng (2004)      |                                                       |
| Ancora                            | 12 - 100          | Jaqueta                     | 0,690  | 0,500 | 0,333 | 0,140 | Harry e Uhl <i>apud</i> Penney e Atiemo-Obeng (2004)      |                                                       |
| Ancora                            | 300 - 4.000       | Jaqueta                     | 0,380  | 0,670 | 0,330 | 0,180 | Uhl <i>apud</i> Bondy e Lippa (1983)                      |                                                       |
| Ancora                            | 30 - 300          | Jaqueta                     | 1,000  | 0,670 | 0,330 | 0,180 | Uhl <i>apud</i> Dream (1999)                              |                                                       |
| Ancora                            | 300 - 4.000       | Jaqueta                     | 0,330  | 0,670 | 0,330 | 0,180 | Uhl <i>apud</i> Dream (1999)                              |                                                       |
| Fita helicoidal                   | < 130             | Jaqueta                     | 0,248  | 0,500 | 0,330 | 0,140 | Blazinski e Kuncewicz <i>apud</i> Bondy e Lippa (1983)    | TC                                                    |
| Fita helicoidal                   | > 130             | Jaqueta                     | 0,238  | 0,670 | 0,330 | 0,140 | Blazinski e Kuncewicz <i>apud</i> Bondy e Lippa (1983)    | TC                                                    |
| Fita helicoidal                   | 100 - 25.000      | Jaqueta                     | 0,650  | 0,600 | 0,333 | 0,140 | Ishibashi <i>et al apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)     | FF: água, solução aquosa de glicerina                 |
| Fita helicoidal                   | 50 - 100          | Jaqueta                     | 1,000  | 0,500 | 0,333 | 0,140 | Ishibashi <i>et al apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)     | FF: água, solução aquosa de glicerina                 |
| Fita helicoidal                   | 1,5 - 10          | Jaqueta                     | 0,780  | 0,333 | 0,333 | 0,140 | Mitsuishi e Miyairi <i>apud</i> Shamlou e Edwards (1986)  |                                                       |
| Fita helicoidal                   | 10 - 180          | Jaqueta                     | 0,530  | 0,500 | 0,333 | 0,140 | Mitsuishi e Miyairi <i>apud</i> Shamlou e Edwards (1986)  |                                                       |
| Fita helicoidal                   | 180 - 4.000       | Jaqueta                     | 0,230  | 0,667 | 0,333 | 0,140 | Mitsuishi e Miyairi <i>apud</i> Shamlou e Edwards (1986)  |                                                       |
| Fita helicoidal                   | 10 - 100          | Jaqueta                     | 1,100  | 0,500 | 0,330 | 0,140 | Mizushina <i>apud</i> Shamlou e Edwards (1986)            |                                                       |
| Fita helicoidal                   | 100 - 10.000      | Jaqueta                     | 0,520  | 0,667 | 0,333 | 0,140 | Mizushina <i>apud</i> Shamlou e Edwards (1986)            |                                                       |

continua

| Impelidor                         | Reynolds            | Superfície de Transferência | <i>k</i> | <i>a</i> | <i>b</i> | <i>c</i> | Autor                                                 | Obs                                                                 |
|-----------------------------------|---------------------|-----------------------------|----------|----------|----------|----------|-------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------|
| Fita helicoidal                   | 1 - 1.000           | Jaqueta                     | 4,200    | 0,333    | 0,333    | 0,200    | Nagata <i>apud</i> Shamlou e Edwards (1986)           |                                                                     |
| Fita helicoidal                   |                     | Jaqueta                     | 0,520    | 0,667    | 0,333    | 0,140    | Nagata <i>apud</i> Shamlou e Edwards (1986)           |                                                                     |
| Fita helicoidal                   |                     | Jaqueta                     | 5,400    | 0,333    | 0,333    | 0,200    | Nagata <i>apud</i> Shamlou e Edwards (1986)           |                                                                     |
| Fita helicoidal                   | 15 - 100            | Jaqueta                     | 0,130    | 0,500    | 0,330    | 0,140    | Niedzielska e Kuncewicz (2005)                        | PC - FQ: vapor - FF: xarope de milho - TC                           |
| Fita helicoidal                   | 10 - 1.000          | Jaqueta                     | 0,450    | 0,600    | 0,333    | 0,200    | Shamlou e Edwards (1986)                              | PC - FF: óleo, água, CMC, sacarose e glicerol                       |
| Fita helicoidal dupla             | 500 - 80.000        | Jaqueta                     | 0,350    | 0,667    | 0,333    | 0,140    | Ishibashi <i>et al apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992) | FF: água, solução aquosa de glicerina                               |
| Fita helicoidal dupla             | 50 - 500            | Jaqueta                     | 1,000    | 0,500    | 0,333    | 0,140    | Ishibashi <i>et al apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992) | FF: água, solução aquosa de glicerina                               |
| Fita helicoidal dupla             | 5 - 50              | Jaqueta                     | 2,000    | 0,333    | 0,333    | 0,140    | Ishibashi <i>et al apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992) | FF: água, solução aquosa de glicerina                               |
| Fita helicoidal dupla             | 1.000 - 100.000     | Jaqueta                     | 0,420    | 0,667    | 0,333    | 0,140    | Nagata <i>et al apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)    |                                                                     |
| Fita helicoidal dupla             | 1 - 1.000           | Jaqueta                     | 4,200    | 0,500    | 0,333    | 0,140    | Nagata <i>et al apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)    |                                                                     |
| Hélice                            | 5.000 - 175.000     | Jaqueta                     | 0,640    | 0,667    | 0,300    | -        | Askew e Beckmann (1965)                               | FF: água e óleo - TC                                                |
| Hélice                            | 270.000 - 2.000.000 | Jaqueta                     | 0,960    | 0,600    | 0,260    | 0,140    | Frantisak <i>et al</i> (1968)                         | PC - FQ: vapor - FF: água com sólidos suspensos                     |
| Hélice                            | 10 - 2.000          | Jaqueta                     | 0,550    | 0,480    | 0,330    | 0,140    | Rai <i>et al</i> (2000)                               | PB - FQ: água - FF: óleo, CMC, glicerina e poliacrilamida           |
| Pás                               | 3.000 - 90.000      | Jaqueta                     | 0,400    | 0,670    | 0,330    | 0,02-0,1 | Blanchard <i>apud</i> Hagedorn (1965)                 | PC - FF: poliacrilo nitrila, poliacrilo amida e álcool polivinílico |
| Pás                               | 20 - 4.000          | Jaqueta                     | 0,415    | 0,667    | 0,333    | 0,240    | Brodkey e Hershey <i>apud</i> Haam (1990)             |                                                                     |
| Pás                               | 300 - 60.000        | Jaqueta                     | 0,400    | 0,667    | 0,333    | 0,140    | Brodkey e Hershey <i>apud</i> Haam (1990)             |                                                                     |
| Pás concavas                      | > 100               | Jaqueta                     | 0,540    | 0,667    | 0,333    | 0,140    | Ackley <i>apud</i> Penney e Atiemo-Obeng (2004)       | TC                                                                  |
| Pás retas                         | 300 - 400.000       | Jaqueta                     | 0,360    | 0,670    | 0,330    | 0,140    | Chilton <i>et al apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)   | PB e PC - FQ: vapor - FF: água e glicerol 92%                       |
| Pás retas                         | 20 - 200            | Jaqueta                     | 0,415    | 0,670    | 0,330    | 0,240    | Uhl <i>apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)             | FF: óleo                                                            |
| Turbina de 2 pás inclinadas       | 2.000 - 80.000      | Jaqueta                     | 0,600    | 0,667    | 0,333    | 0,140    | Brodkey e Hershey <i>apud</i> Haam (1990)             |                                                                     |
| Turbina de 6 pás                  | > 100               | Jaqueta                     | 0,740    | 0,667    | 0,333    | 0,140    | Fasano <i>et al apud</i> Penney e Atiemo-Obeng (2004) | TC                                                                  |
| Turbina de 6 pás inclinadas a 45° |                     | Jaqueta                     | 0,520    | 0,667    | 0,333    | 0,140    | Chisholm <i>apud</i> Dostal <i>et al</i> (2010)       |                                                                     |
| Turbina de 6 pás inclinadas a 45° | 1.500 - 770.000     | Jaqueta                     | 0,400    | 0,667    | 0,333    | 0,140    | Cummings and West (1950)                              | PC - FQ: vapor - FF: álcool, óleo, tolueno, propileno glicol e água |
| Turbina de 6 pás inclinadas a 45° | 4.700 - 84.000      | Jaqueta                     | 0,705    | 0,681    | 0,333    | 0,140    | Petera <i>et al</i> (2008)                            | PB - FF: água                                                       |
| Turbina de 6 pás planas           | 30 - 400            | Jaqueta                     | 0,540    | 0,667    | 0,330    | 0,140    | Brooks e Su <i>apud</i> Ackley (1960)                 | FQ: vapor e água - FF: água, óleo e xarope de milho - Sem chicana   |
| Turbina de 6 pás planas           | 30 - 500.000        | Jaqueta                     | 0,740    | 0,667    | 0,333    | 0,140    | Brooks e Su <i>apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)     | FQ: vapor e água - FF: água, óleo e xarope de milho - Com chicana   |
| Turbina de 6 pás planas           | 20 - 40.000         | Jaqueta                     | 0,760    | 0,660    | 0,330    | 0,240    | Chapman <i>et al apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)   | FF: óleo                                                            |
| Turbina de 6 pás planas           | 20 - 40.000         | Jaqueta                     | 1,150    | 0,650    | 0,330    | 0,240    | Chapman <i>et al apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)   | FQ: vapor - FF: óleo - TC                                           |
| Turbina de 6 pás planas           |                     | Jaqueta                     | 1,350    | 0,590    | 0,330    | 0,140    | Rao e Murti <i>apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)     | FF: bifásico ar + água e ar + óleo                                  |
| Turbina de 6 pás planas           | 50.000 - 850.000    | Jaqueta                     | 0,760    | 0,660    | 0,330    | 0,140    | Strek <i>apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)           | FF: água                                                            |
| Turbina de 6 pás planas           | 50.000 - 850.000    | Jaqueta                     | 1,010    | 0,660    | 0,330    | 0,140    | Strek <i>apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)           | FQ: vapor - FF: água - TC                                           |
| Turbina de 6 pás planas           | 20 - 300            | Jaqueta                     | 0,535    | 0,670    | 0,330    | 0,240    | Uhl <i>apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)             | FF: óleo                                                            |
| Turbina de 6 pás retraídas        |                     | Jaqueta                     | 0,680    | 0,670    | 0,330    | 0,140    | Cummings and West <i>apud</i> Ackley (1960)           | PC                                                                  |
| Turbina de pás inclinadas         | 20 - 120            | Jaqueta                     | 0,530    | 0,667    | 0,333    | 0,240    | Brodkey e Hershey <i>apud</i> Haam (1990)             |                                                                     |
| Turbina de pás inclinadas         | 80 - 120            | Jaqueta                     | 0,440    | 0,667    | 0,333    | 0,240    | Brodkey e Hershey <i>apud</i> Haam (1990)             |                                                                     |
| Turbina de pás inclinadas a 45°   | 5.000 - 140.000     | Jaqueta                     | 2,710    | 0,550    | 0,300    | -        | Askew e Beckmann (1965)                               | FF: água e óleo - TC                                                |
| Turbina de pás planas             | 2.000 - 125.000     | Jaqueta                     | 3,570    | 0,550    | 0,300    | -        | Askew e Beckmann (1965)                               | FF: água e óleo - TC                                                |

continua

| Impelidor                         | Reynolds          | Superfície de Transferência | <i>k</i> | <i>a</i> | <i>b</i> | <i>c</i>  | Autor                                                      | Obs                                                                   |
|-----------------------------------|-------------------|-----------------------------|----------|----------|----------|-----------|------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------|
| Turbina de pás planas             | 300 - 300.000     | Jaqueta                     | 0,740    | 0,667    | 0,333    | 0,140     | Brodkey e Hershey <i>apud</i> Haam (1990)                  | Com chicanas                                                          |
| Turbina de pás planas             | 40 - 300.000      | Jaqueta                     | 0,540    | 0,667    | 0,333    | 0,140     | Brodkey e Hershey <i>apud</i> Haam (1990)                  | Sem chicanas                                                          |
| Turbina de pás planas             | > 400             | Jaqueta                     | 0,850    | 0,660    | 0,330    | 0,140     | Dickey e Hicks <i>apud</i> Dream (1999)                    | TC                                                                    |
| Turbina Rushton                   | 100.000 - 700.000 | Jaqueta                     | 0,810    | 0,680    | 0,330    | 0,140     | Akse <i>et al</i> <i>apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)    | FF: água - TC                                                         |
| Turbina Rushton                   |                   | Jaqueta                     | 0,740    | 0,670    | 0,330    | 0,140     | Ranade e Dommeti <i>apud</i> Lakghomi <i>et al</i> (2006)  |                                                                       |
| Turbinas de pás planas e          | > 100             | Jaqueta                     | 0,510    | 0,667    | 0,333    | 0,140     | Nagata <i>et al</i> <i>apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)  | PC - FF: água e glicerina - Sem chicana                               |
| Turbinas de pás planas e          | > 100             | Jaqueta                     | 0,540    | 0,667    | 0,333    | 0,140     | Nagata <i>et al</i> <i>apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)  | PB - FF: água e glicerina - Sem chicana                               |
| Turbinas de pás planas e          | > 100             | Jaqueta                     | 1,400    | 0,667    | 0,333    | 0,140     | Nagata <i>et al</i> <i>apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)  | FF: água e glicerina - Com chicana                                    |
| Turbina de 6 pás                  | > 100             | Placas                      | 0,031    | 0,660    | 0,330    | 0,500     | Petree e Small <i>apud</i> Penney e Atiemo-Obeng (2004)    | TC                                                                    |
| 2 a 5 pás retas                   | 20.000 - 500.000  | Serpentina Helicoidal       | 34,000   | 0,500    | 0,130    | -         | Pratt <i>apud</i> Mohan (1992)                             | FF: água e álcool isopropílico - TC                                   |
| 4 pás retas                       |                   | Serpentina Helicoidal       | 1,379    | 0,534    | 0,295    | 0,192     | De Maerteleire (1978)                                      | PC - FF: água, óleo, álcool isopropílico e etilenoglicol              |
| Ancora                            | 7 - 910           | Serpentina Helicoidal       | 0,060    | 0,667    | 0,333    | 0,167     | Kai e Shengyao (1989)                                      | PC - FF: CMC - TC                                                     |
| Ancora                            | 7 - 990           | Serpentina Helicoidal       | 0,713    | 0,667    | 0,333    | 0,167     | Kai e Shengyao (1989)                                      | PC - FF: CMC - TC                                                     |
| Ancora                            | 40 - 200          | Serpentina Helicoidal       | 0,590    | 0,580    | 0,350    | 0,100     | Triveni <i>et al</i> (2008)                                | PB - FQ: água e óleo - FF: óleo, CMC, detergente, ester metálico - TC |
| Ancora                            | 40 - 200          | Serpentina Helicoidal       | 0,670    | 0,660    | 0,330    | 0,210     | Triveni <i>et al</i> (2008)                                | PB - FQ: água e óleo - FF: óleo, CMC, detergente, ester metálico - TC |
| Hélice                            |                   | Serpentina Helicoidal       | 0,078    | 0,620    | 0,330    | 0,140     | Ackley <i>apud</i> Bondy e Lippa (1983)                    |                                                                       |
| Hélice                            | > 100             | Serpentina Helicoidal       | 0,016    | 0,670    | 0,370    | 0,140     | Oldshue <i>apud</i> Penney e Atiemo-Obeng (2004)           | TC                                                                    |
| Hélice                            | 20.000 - 220.000  | Serpentina Helicoidal       | 0,053    | 0,620    | 0,270    | 0,170     | Perarasu <i>et al</i> (2011)                               | PC - FQ: água - FF: água - TC                                         |
| Pás                               | 3.000 - 90.000    | Serpentina Helicoidal       | 0,760    | 0,620    | 0,330    | 0,007-0,2 | Blanchard <i>apud</i> Hagedorn (1965)                      | PC - FF: poliácido nítrico, poliácido amido e álcool polivinílico     |
| Pás retas                         |                   | Serpentina Helicoidal       | 0,360    | 0,670    | 0,330    | 0,140     | Chilton <i>et al</i> <i>apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992) | FF: água, glicol 92%                                                  |
| Pás retas                         | 300 - 400.000     | Serpentina Helicoidal       | 0,870    | 0,620    | 0,330    | 0,140     | Chilton <i>et al</i> <i>apud</i> Seth e Stahel (1969)      | PB e PC                                                               |
| Turbina de 4 pás planas           | < 210.000         | Serpentina Helicoidal       | 0,180    | 0,670    | 0,330    | 0,140     | Jha e Rao (1967)                                           | PC - FQ: água - FF: água                                              |
| Turbina de 4 pás planas           |                   | Serpentina Helicoidal       | 1,040    | 0,670    | 0,330    | 0,140     | Noorudin e Rao <i>apud</i> Jha e Rao (1967)                | PC - FQ: água - FF: água - TC                                         |
| Turbina de 4 pás planas           | 40 - 200          | Serpentina Helicoidal       | 0,514    | 0,598    | 0,335    | 0,112     | Triveni <i>et al</i> (2008)                                | PB - FQ: água e óleo - FF: óleo, CMC, detergente, ester metálico - TC |
| Turbina de 6 pás                  |                   | Serpentina Helicoidal       | 0,030    | 0,667    | 0,333    | 0,140     | Oldshue e Gretton <i>apud</i> Penney e Atiemo-Obeng (2004) | TC                                                                    |
| Turbina de 6 pás inclinadas a 45° | 1.500 - 770.000   | Serpentina Helicoidal       | 1,010    | 0,620    | 0,333    | 0,140     | Cummings and West (1950)                                   | PC - FQ: água - FF: álcool, óleo, tolueno, propileno glicol e água.   |
| Turbina de 6 pás planas           | 1.300 - 160.000   | Serpentina Helicoidal       | 0,187    | 0,688    | 0,360    | 0,110     | Havas <i>et al</i> (1987)                                  | PC - FQ: água - FF: água e óleo - TC - Reynolds modificado            |
| Turbina de 6 pás planas           | 400 - 1.500.000   | Serpentina Helicoidal       | 0,170    | 0,670    | 0,370    | 0,970     | Oldshue e Gretton <i>apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)    | FF: viscosidade até 0,3 mPa.s                                         |
| Turbina de 6 pás planas           | 400 - 1.500.000   | Serpentina Helicoidal       | 0,170    | 0,670    | 0,370    | 0,180     | Oldshue e Gretton <i>apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)    | FF: viscosidade até 1000mPa.s                                         |
| Turbina de 6 pás planas           |                   | Serpentina Helicoidal       | 0,870    | 0,640    | 0,330    | 0,140     | Rao e Murti <i>apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)          | FF: água + ar                                                         |
| Turbina de 6 pás retraídas        |                   | Serpentina Helicoidal       | 1,400    | 0,620    | 0,330    | 0,140     | Ackley <i>apud</i> Bondy e Lippa (1983)                    |                                                                       |
| Turbina de pás                    | 20.000 - 90.000   | Serpentina Helicoidal       | 0,088    | 0,640    | 0,290    | 0,210     | Perarasu <i>et al</i> (2011)                               | PC - FQ: água - FF: água - TC                                         |
| Turbina de pás planas             |                   | Serpentina Helicoidal       | 1,400    | 0,620    | 0,330    | 0,140     | Cummings and West <i>apud</i> Ackley (1960)                | PC                                                                    |
| Turbina Rushton                   | 26.000 - 110.000  | Serpentina Helicoidal       | 0,020    | 0,862    | 0,573    | 0,176     | De Maerteleire <i>apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)       | FF: água, CCl4, etileno glicol, óleo + ar em duas fases - TC          |
| Turbina Rushton                   | 26.000 - 110.000  | Serpentina Helicoidal       | 1,778    | 0,628    | 0,330    | 0,200     | De Maerteleire <i>apud</i> Mohan <i>et al</i> (1992)       | FF: água, CCl4, etileno glicol, óleo + ar em duas fases - TC          |

PC: processo contínuo; PB: processo em batelada; FQ: fluido quente; FF: fluido frio; TC: termo complementar da equação

### **3. MATERIAL E MÉTODO**

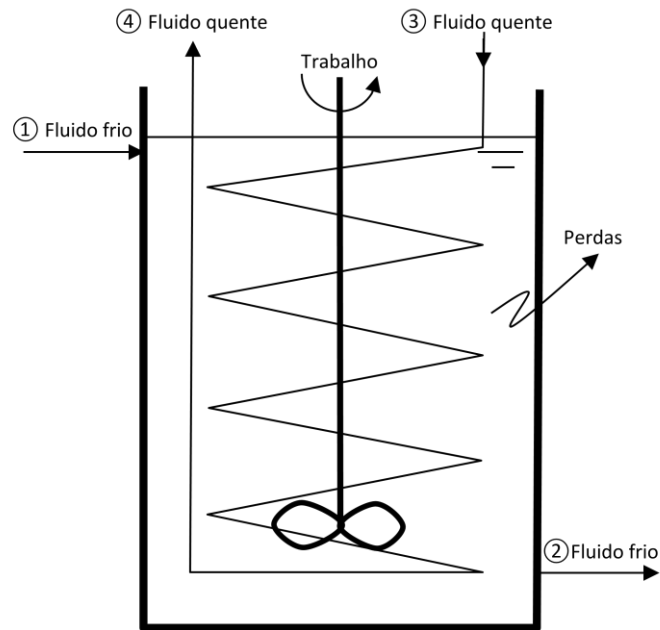
#### **3.1. Fundamentação teórica**

Visando possibilitar a comparação entre os impelidores utilizados e as fontes de aquecimento empregadas é necessário, primeiramente, calcular o coeficiente global de troca térmica e os coeficientes individuais de película.

Em cada experimento foram estabelecidas a rotação do impelidor e a temperatura de entrada do fluido frio. Durante os 36 experimentos, foram mantidas constantes as vazões dos fluidos quente e frio, e a temperatura de entrada do fluido quente. As variáveis acompanhadas foram as temperaturas de saída dos fluidos, quente e frio.

Cada experimento durou 50 minutos. Observou-se que o experimento não atingiu o regime permanente, pois após os 50 minutos as temperaturas de saída continuavam variando.

No regime transiente as equações do regime permanente não podem ser utilizadas. Optou-se, então, em realizar um balanço global de energia para calcular as temperaturas de saída dos fluidos no ponto em que o regime se torna permanente. A Figura 9 representa um esquema do tanque onde ocorreram os experimentos.



**Figura 9 – Desenho esquemático do tanque**

Para o balanço global de energia utilizou-se a Primeira Lei da Termodinâmica, de acordo com equações que constam em Levenspiel (2000) e Çengel e Boles (2006), conforme Equação 9, e que Nassar e Mehrotra (2011), e Triveni, Vishwanadham e Venkateshwar (2008) usaram em seus trabalhos.

$$\Sigma \dot{Q}_{vc} + \Sigma \dot{m}_e \left( h_f + \frac{v^2}{2} + Zg \right) = \frac{dE_{vc}}{dt} + \Sigma \dot{m}_s \left( h_f + \frac{v^2}{2} + Zg \right) + \Sigma \dot{W}_{vc} \quad (9)$$

Sendo,

$\dot{Q}_{vc}$ , o calor por unidade de tempo que entra ou sai do volume de controle (kcal/h);

$\dot{W}_{vc}$ , o trabalho por unidade de tempo que entra ou sai do volume de controle (kcal/h);

$E_{vc}$ , a energia no volume de controle (kcal);

$t$ , o tempo (h);

$\dot{m}_e$ , a vazão mássica na entrada do sistema (kg/h);

$\dot{m}_s$ , a vazão mássica na saída do sistema (kg/h);

$h_f$ , a entalpia do fluido (kcal/kg);

$Z$ , a altura manométrica (m);

$g$ , a aceleração da gravidade ( $m/s^2$ ).

O calor envolvido no volume de controle é o calor perdido para o ambiente pelo sistema (Equação 10), e o trabalho envolvido no sistema é o trabalho fornecido pelo impulsor mecânico (Equação 11)

$$\dot{Q}_{vc} = - \dot{Q}_p \quad (10)$$

$$\dot{W}_{vc} = - \dot{W}_{imp} \quad (11)$$

Em que,

$\dot{Q}_p$  é o calor perdido por unidade de tempo para o ambiente (kcal/h);

$\dot{W}_{imp}$  é o trabalho por unidade de tempo realizado pelo impelidor (kcal/h).

De acordo com Debab, Chergui e Bertrand (2011), é importante considerar o calor fornecido pelo impelidor, bem como isolar o tanque para evitar perdas para o meio ambiente. Dostal, Petera e Rieger (2010), que realizaram ensaios com chicanas tubulares e impelidor axial, inseriram em seus cálculos a dissipação de calor pelo impelidor.

Para Chohey e Hicks (1984) e Hagedorn (1965) a potência do motor do impelidor deve ser dissipada também na forma de calor para o sistema, embora não tenha significativa influência, e a maioria dos autores a negligencie, como é o caso de Nassar e Mehrotra (2011). Penney e Atiemo-Obeng (2004) advertem que o calor dissipado pelo impelidor pode ter impacto significativo quando o objetivo é remover calor do sistema; enquanto que Mohan, Emery e Al-Hassan (1992) recomendam que essa dissipação deverá ser considerada quando a viscosidade do fluido e a rotação do impelidor forem elevadas.

A energia no volume de controle é a soma da energia interna, com a energia potencial e a energia cinética, conforme Equação 12.

$$E_{vc} = u + E_c + E_p \quad (12)$$

Em que,

$u$  é a energia interna (kcal);

$E_c$  é a energia cinética (kcal);

$E_p$  é a energia potencial (kcal).

Como o sistema não está em movimento, a energia cinética é zero; e como a unidade experimental possui uma altura útil de 400 mm, a energia potencial também foi considerada zero.

Substituindo as Equações 10, 11 e 12 na Equação 9, esta pode então ser escrita da seguinte forma (Equação 13):

$$-\dot{Q}_p + \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \frac{du}{dt} + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{W}_{imp} \quad (13)$$

Sendo,

$\dot{m}_1$ , a vazão mássica de entrada de fluido frio (kg/h);

$\dot{m}_2$ , a vazão mássica de saída de fluido frio (kg/h);

$\dot{m}_3$ , a vazão mássica de entrada de fluido quente (kg/h);

$\dot{m}_4$ , a vazão mássica de saída de fluido quente (kg/h);

$h_1$ , a entalpia do fluido frio na entrada (kcal/kg);

$h_2$ , a entalpia do fluido frio na saída (kcal/kg);

$h_3$ , a entalpia do fluido quente na entrada (kcal/kg);

$h_4$ , a entalpia do fluido quente na saída (kcal/kg).

Não há variação de massa no volume de controle, então as vazões mássicas de entrada e de saída dos fluidos frio e quente são constantes (Equações 14 e 15).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_f \quad (14)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_q \quad (15)$$

Em que,

$\dot{m}_f$ , a vazão mássica do fluido frio (kg/h);

$\dot{m}_q$ , a vazão mássica do fluido quente (kg/h).

A energia interna do sistema pode ser escrita em função da energia interna específica (Equação 16), para em seguida obter a sua derivada (Equação 17).

$$U = u \cdot M \quad (16)$$

$$\frac{dU}{dt} = M \frac{du}{dt} \quad (17)$$

Em que,

$u$  é a energia interna específica (kcal/kg);

$M$  é a massa do fluido frio contida no volume de controle (kg).

Substituindo as Equações 14, 15 e 17 na Equação 13, esta passa a ser escrita da seguinte forma (Equação 18):

$$-\dot{Q}_p + \dot{m}_f \cdot (h_1 - h_2) + \dot{m}_q \cdot (h_3 - h_4) = M \frac{du}{dt} - \dot{W}_{imp} \quad (18)$$

A derivada da energia interna específica pode ser escrita em função da capacidade calorífica a volume constante (Equação 19). Por outro lado, a capacidade calorífica a pressão constante pode ser escrita em função da derivada da entalpia (Equação 20), conforme segue:

$$C_v = \frac{du}{dT} \quad (19)$$

$$C_p = \frac{dh}{dT} \quad (20)$$

Sendo,

$C_v$ , a capacidade calorífica específica a volume constante (kcal/°C);

$C_p$ , a capacidade calorífica específica a pressão constante (kcal/°C);

T, a temperatura (°C).

Por se tratar de um sistema incompressível, as capacidades caloríficas específicas a volume e pressão constante são iguais, resultando na Equação 21, sendo sua integral representada na Equação 22.

$$du = dh = c_p \cdot dT \quad (21)$$

Como o intervalo de temperatura é pequeno,  $c_p$  pode ser considerado constante.

$$\int_{h_1}^h dh = c_p \int_{T_1}^T dT \quad (22)$$

Resolvendo a integral da Equação 22 obtém-se a Equação 23.

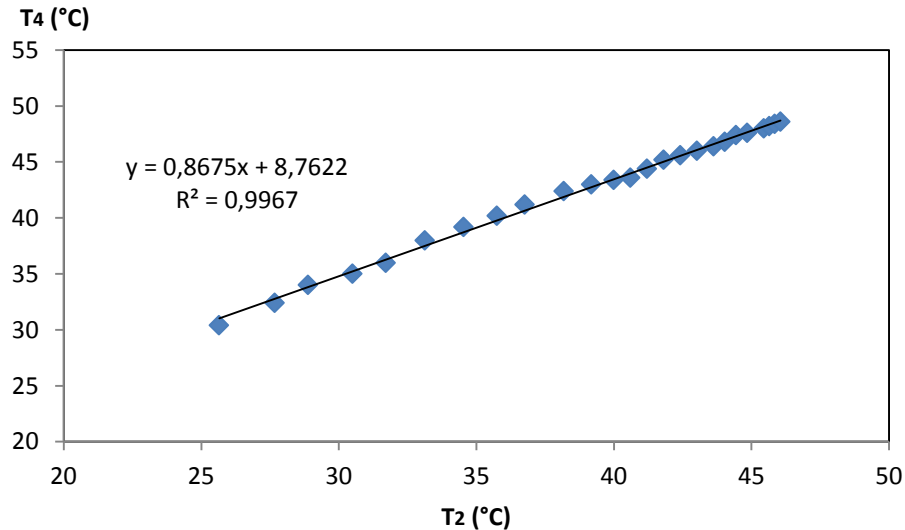
$$(h - h_1) = c_p (T - T_1) \quad (23)$$

A Equação 18 pode agora ser escrita em função das temperaturas (Equação 24).

$$-\dot{Q}_p + \dot{m}_f \cdot c_{pf}(T_1 - T_2) + \dot{m}_q \cdot c_{pq}(T_3 - T_4) = M \cdot c_{pf} \frac{dT}{dt} - \dot{W}_{imp} \quad (24)$$

As temperaturas  $T_2$  e  $T_4$  representam as temperaturas de saída dos fluidos frio e quente consecutivamente, por estar ainda no regime transiente, elas alteram ao longo do tempo. Quando for atingido o regime permanente, estas temperaturas passam a ser constantes e não irão variar em função do tempo.

Para cada experimento obteve-se um par de temperaturas  $T_2$  e  $T_4$ , coletadas a cada 2 minutos. Analisando graficamente, pode-se encontrar uma relação entre essas temperaturas através de uma equação do primeiro grau, conforme Figura 10.



**Figura 10 – Correlação entre temperaturas de saída dos fluidos quente e frio**

Todos os 36 experimentos apresentaram o mesmo perfil de correlação entre  $T_2$  e  $T_4$ ; desta forma definiu-se a Equação 25, onde para cada experimento obtiveram-se as constantes  $\alpha$  e  $\beta$  distintas.

$$T_4 = \alpha \cdot T_2 + \beta \quad (25)$$

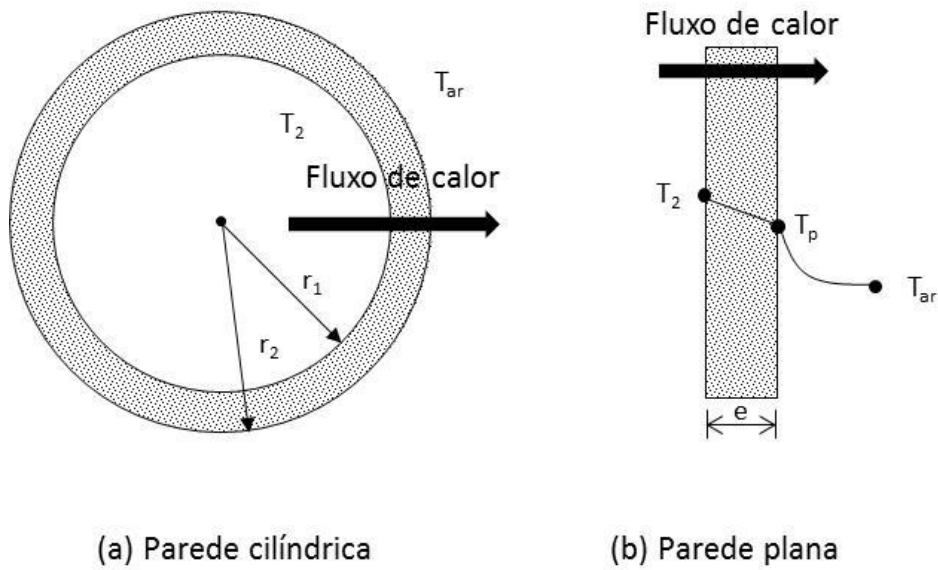
Em que,

$T_4$ , é a temperatura de saída do fluido quente ( $^{\circ}\text{C}$ );

$T_2$ , é a temperatura de saída do fluido frio ( $^{\circ}\text{C}$ );

$\alpha$  e  $\beta$ , são constantes (adimensionais).

Pelo fato do tanque de acrílico não ter isolamento térmico, ocorre perda de calor por condução e convecção tanto na parede cilíndrica do tanque, quanto na parede plana da base do mesmo (Figura 11). Essa quantidade de calor por unidade de tempo pode ser calculada pela Equação 26 citada em Çengel e Ghajar (2011).



**Figura 11 – Perfil de temperaturas na perda de calor para o ambiente**

$$\dot{q}_p = \frac{(T_2 - T_{amb})}{R_t} \quad (26)$$

As resistências térmicas podem ser calculadas através do desmembramento da Equação 26 nas Equações 26a, 26b e 26c.

$$R_t = \frac{R_1 \cdot R_2}{(R_1 + R_2)} \quad (26a)$$

$$R_1 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi \cdot k_{acr} \cdot H} + \frac{1}{h_{ar} \cdot A_{cilindro}} \quad (26b)$$

$$R_2 = \frac{e}{k_{acr} \cdot A_{base}} + \frac{1}{h_{ar} \cdot A_{base}} \quad (26c)$$

Em que,

$\dot{q}_p$  é o fluxo de calor perdido para o meio ambiente (kcal/h)

$R_t$  é a resistência térmica total (h.°C/kcal);

$R_1$  é a resistência térmica da parede cilíndrica do tanque (h.°C/kcal);

$R_2$  é a resistência térmica da parede plana do tanque (h.°C/kcal);

e é a espessura do acrílico (m);

$r_1$  é o raio interno do tanque (m);

$r_2$  é o raio externo do tanque (m);

H é a altura do líquido no tanque (m);

$k_{acr}$  é a condutividade térmica do acrílico (kcal/h.m.°C);

$A_{cilindro}$  é a área da parte cilíndrica do tanque (m<sup>2</sup>);

$A_{base}$  é a área da base do tanque (m<sup>2</sup>);

$h_{ar}$  é o coeficiente de convecção natural do ar (kcal/h.m<sup>2</sup>.°C);

$T_{amb}$  é a temperatura ambiente (°C).

As perdas de calor para o ambiente pela superfície do fluido podem ser negligenciadas caso sua temperatura não esteja próxima do ponto de ebulição (HAGEDORN, 1965).

Substituindo as Equações 25 e 26 na Equação 24, obtém-se (Equação 27):

$$-\frac{(T_2 - T_{amb})}{R_t} + \dot{m}_f \cdot c_{pf}(T_1 - T_2) + \dot{m}_q \cdot c_{pq}(T_3 - \alpha \cdot T_2 - \beta) = M \cdot c_{pf} \frac{dT}{dt} - \dot{W}_{imp} \quad (27)$$

A Equação 27 é uma equação diferencial, na qual a temperatura de saída do fluido frio varia com o tempo. Aplicando-se a integral e organizando os termos em comum para isolar  $T_2$  tem-se a Equação 28 que vale para todo o regime transiente.

$$T_2 = \frac{A \cdot e^{-B} + C}{D} \quad (28)$$

Os termos A, B, C e D da Equação 28 são desenvolvidos nas Equações 28a, 28b, 28c e 28d.

$$A = \frac{(T_1 - T_{amb})}{R_t} + \dot{m}_q \cdot c_{pq} (\alpha \cdot T_1 - T_3 + \beta) - W_{imp} \quad (28a)$$

$$B = \frac{\left( \frac{1}{R_t} + \dot{m}_f \cdot c_{pf} + \alpha \cdot \dot{m}_q \cdot c_{pq} \right) \cdot t}{M \cdot c_{pf}} \quad (28b)$$

$$C = \frac{T_{amb}}{R_t} + \dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot T_1 + \dot{m}_q \cdot c_{pq} \cdot (T_3 - \beta) + \dot{W}_{imp} \quad (28c)$$

$$D = \frac{1}{R_t} + \dot{m}_f \cdot c_{pf} + \alpha \cdot \dot{m}_q \cdot c_{pq} \quad (28d)$$

A Equação 28 representa o regime transiente em que a temperatura varia ao longo do tempo. Em um dado instante o regime irá se tornar permanente onde a temperatura não varia ao longo do tempo, e para obter-se as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio, o termo  $T_2$  da Equação 28 deverá ser calculado com a variável tempo tendendo ao infinito.

Com estas temperaturas determinadas, as equações do regime permanente podem ser utilizadas. As propriedades químicas e físicas dos fluidos são calculadas a partir da média aritmética das temperaturas de entrada e saída. Segundo Dostal, Petera e Rieger (2010), e Oldshue (1983) a ação dos impelidores promove uma turbulência capaz de manter homogênea a temperatura dentro do tanque.

O fluxo de calor fornecido foi calculado a partir dos dados do fluido quente (Equação 29), conforme sugere Coronel e Sandeep (2008).

$$\dot{q}_f = \dot{m}_q \cdot c_{pq} \cdot \Delta T \quad (29)$$

Sendo,

$\dot{q}_f$ , o fluxo de calor fornecido (kcal/h);

$c_{pq}$ , o calor específico do fluido quente (kcal/kg.°C);

$\Delta T$ , a diferença das temperaturas de saída e entrada do fluido quente (°C).

Para o cálculo do calor trocado efetivamente no sistema, deve-se primeiramente determinar o calor fornecido pelo fluido quente e depois subtrair o calor perdido para o ambiente (CHILTON, DREW e JEBENS *apud* MOHAN, EMERY e AL-HASSAN, 1992). A publicação de Rushton, Lichtmann e Mahony (1948) mostra que os autores utilizaram-se do fluido quente para cálculo do calor trocado, e ressaltam que as perdas devem ser consideradas pois são da ordem de 5% a 10% do calor fornecido.

Através da Equação 30, pode-se calcular o fluxo de calor que o sistema recebeu, descontando as perdas para o ambiente do fluxo de calor fornecido.

$$\dot{q}_r = \dot{q}_f - \dot{q}_p \quad (30)$$

Sendo,

$\dot{q}_r$ , o fluxo de calor recebido pelo sistema (kcal/h);

Com o fluxo de calor recebido obtém-se o coeficiente global de troca térmica através da equação de Fourier (Equação 31), utilizada pelos pesquisadores Triveni, Vishwanadham e Venkateshwar (2008), Prabhanjan (2000), e Askew e Beckmann (1965).

$$U = \frac{\dot{q}_r}{A_{\text{troca}} \cdot \text{LMTD}} \quad (31)$$

Em que,

U é o coeficiente global de troca térmica (kcal/h.m<sup>2</sup>.°C);

$A_{\text{troca}}$  é a área total de troca térmica (m<sup>2</sup>);

LMTD é a média logarítmica das diferenças das temperaturas dos fluidos (°C).

A área de troca térmica é calculada pela Equação 32.

$$A_{\text{troca}} = \pi \cdot D_E \cdot L \quad (32)$$

Sendo,

$D_E$ , o diâmetro externo da tubulação (m);

$L$ , o comprimento total da tubulação do fluido aquecedor (m).

A média logarítmica da diferença de temperatura (LMTD) é função do comportamento dos fluxos dentro do processo estudado. No caso de tanques com serpentinas helicoidais e chicanas tubulares os autores divergem sobre qual LMTD utilizar, pois devido a ação dos impelidores, a posição da superfície de troca de calor e o sentido do fluxo dificultam a sua determinação.

Rushton, Lichtmann e Mahony (1948) que estudaram as chicanas tubulares, foram um dos primeiros autores que discutem essa temática. Eles relatam que é muito difícil afirmar qual o tipo de fluxo que se desenvolve dentro do tanque, pois a ação dos impelidores promove um fluxo misto, onde podem ser observados fluxos em contracorrente, cruzados e paralelos. Para os autores o LMTD deve ser calculado através das temperaturas de entrada e saída das chicanas, e da temperatura do tanque.

Na publicação de Bowman *et al apud* Kern (1987) é possível observar que os autores calcularam o LMTD considerando escoamento em contracorrente para um processo de aquecimento em batelada através da imersão de uma serpentina helicoidal. Nos cálculos de Coronel e Sandeep (2008) nota-se que os autores também consideraram que o fluxo era contracorrente, porque o fluido frio era alimentado pela base do tanque, saindo pela parte superior do mesmo, enquanto que o fluido quente passava por uma serpentina que entra no topo do tanque e sai pela sua base.

Por outro lado, analisando os resultados de Patil, Shende e Ghosh (1982), que também realizaram ensaios com serpentina helicoidal, nota-se que os autores optaram com considerar os fluxos em paralelo. Dream (1999) que realizou testes com jaquetas e vários impelidores, e Pratt (1947) também optaram por considerar o cálculo do LMTD através de fluxos em paralelo.

A publicação de Bondy e Lippa (1983) revela que a LMTD deve ser calculada em função das temperaturas de entrada e saída do fluido quente que

é bombeado nas tubulações, e da temperatura do tanque. Os trabalhos de Triveni, Vishwanadham e Venkateshwar (2008) e Kumpinsky (1996) confirmam esta afirmação, pois não há perfil de temperatura dentro do tanque devido a ação do impelidor.

Arfelli (2009) afirma que pela turbulência causada pelo impelidor, pode-se pressupor que a temperatura e as propriedades físicas do fluido são uniformes em todo o tanque. Os estudos conduzidos por Rai, Devotta e Rao (2000) com impelidores do tipo hélice e aquecimento com jaquetas mostram que não existe gradiente mensurável de temperatura dentro de um tanque.

O cálculo da LMTD será efetuado pela Equação 33, considerando a temperatura de saída do fluido frio como a temperaturas do tanque, e as temperaturas do fluido quente.

$$LMTD = \frac{T_3 - T_2}{\ln\left(\frac{T_3 - T_2}{T_4 - T_2}\right)} \quad (33)$$

Em que,

$T_2$  é a temperatura de saída do fluido frio (°C);

$T_3$  é a temperatura de entrada do fluido quente (°C);

$T_4$  é a temperatura de saída do fluido quente (°C).

Esse mesmo cálculo de LMTD pode ser encontrado nos trabalhos de Perarasu, Arivazhagan e Sivashanmugam (2011), Dostal, Petera e Rieger (2010) e De Maerteleire (1978).

A partir do coeficiente global de troca térmica calculado pela Equação 31, podem-se calcular os coeficientes de película interno e externo usando a Equação 34.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{i0}} + r_i + r_w + r_o + \frac{1}{h_o} \quad (34)$$

Sendo,

$h_{io}$ , o coeficiente de película interno de transferência de calor corrigido para o diâmetro externo ( $\text{kcal/h.m}^2.\text{°C}$ );

$h_o$ , o coeficiente de película externo de transferência de calor ( $\text{kcal/h.m}^2.\text{°C}$ );

$r_i$ , o fator de incrustação interno ( $\text{h.m}^2.\text{°C/kcal}$ );

$r_o$ , o fator de incrustação externo ( $\text{h.m}^2.\text{°C/kcal}$ );

$r_w$ , a resistência térmica da parede da tubulação ( $\text{h.m}^2.\text{°C/kcal}$ ).

Haam (1990) e Hagedorn (1965) não consideram o fator de incrustação nos cálculos do coeficiente global de troca térmica. O mesmo ocorre com Seth e Stahel (1965) que assumem que o fator de incrustação pode ser desconsiderado em ensaios com chicanas tubulares e serpentinas helicoidais.

O fator de incrustação interno foi considerado zero, pois foi utilizada água destilada durante todo o experimento. Antes do início de cada experimento a serpentina e a chicana foram lavadas com água corrente para promover a sua limpeza e resfriamento da unidade, e por esse fato o fator de incrustação externo também foi considerado zero.

A tubulação utilizada foi de cobre, que tem baixa espessura de parede e elevada condutividade térmica, nessas condições Çengel e Ghajar (2011) comentam que a resistência térmica da parede da tubulação é desprezível. Nos trabalhos de Dostal, Petera e Rieger (2010) com chicanas tubulares de cobre, a resistência térmica da tubulação foi desprezada. Com estas considerações, a Equação 34 pode ser reescrita em função de  $h_o$  (Equação 35).

$$h_o = \frac{U \cdot h_{io}}{h_{io} - U} \quad (35)$$

O coeficiente de película interno de transferência de calor pode ser calculado pela Equação 36 deduzida por Geankoplis (2009), desenvolvida para

água na faixa de temperatura de 4°C a 105°C e em regime turbulento. Lopes (2012) utilizou-se dessa equação em seus ensaios com serpentina helicoidal.

$$h_i = 1229 \cdot (1 + 0,0146 \cdot T_m) \cdot \frac{v_m^{0,8}}{D_i^{0,2}} \quad (36)$$

Em que,

$h_i$  é o coeficiente de película interno de transferência de calor (kcal/h.m<sup>2</sup>.°C);

$T_m$ , a temperatura média entre entrada e saída do fluido quente (°C);

$v_m$ , a velocidade média nas chicanas ou serpentinas (m/s);

$D_i$ , o diâmetro interno da tubulação (m).

Para o cálculo da velocidade média nas tubulações das chicanas ou serpentinas foi utilizada a equação da continuidade (Equação 37).

$$v_m = \frac{q}{A_{seção}} \quad (37)$$

Em que,

$q$  é a vazão volumétrica do fluido quente, (m<sup>3</sup>/s);

$A_{seção}$  é a área da seção transversal da tubulação, (m<sup>2</sup>).

O coeficiente de película interno de transferência de calor deve ser corrigido para a área externa da tubulação das chicanas ou serpentinas, usando a Equação 38.

$$h_{io} = h_i \cdot \frac{D_i}{D_E} \quad (38)$$

Para as chicanas tubulares o  $h_{io}$  calculado na Equação 38 pode ser utilizado diretamente na Equação 35 para cálculo do  $h_o$ . Porém para serpentinas helicoidais Geankoplis (2009) e Lydersen (1979) recomendam que o  $h_o$  seja multiplicado por um fator de correção.

Diversos autores como Bondy e Lippa *apud* Arfelli (2009), Coronel e Sandeep (2008), Prabhanjan (2000), e Jha e Rao (1967), calculam o fator de correção pela Equação 39.

$$f = \left( 1 + 3,5 \cdot \frac{D_E}{D_{\text{serp}}} \right) \quad (39)$$

Sendo,

$f$ , o fator de correção (adimensional);

$D_{\text{serp}}$ , o diâmetro da serpentina (m).

Prabhanjan (2000) afirma que só com o fator de correção que é possível fazer uma comparação entre uma serpentina helicoidal, que dá uma série de voltas em torno do tanque, e as chicanas tubulares, que praticamente são formadas de trechos retos.

Para desenvolver um modelo matemático que possibilite comparar as trocas de calor efetuadas em cada ensaio, é preciso primeiramente determinar os expoentes e a constante de proporcionalidade da equação de Sieder-Tate (Equação 40). Autores como Rosa *et al* (2013), Dream (1999), Strek e Karcz (1991) e De Maerteleire (1978) fizeram uso dessa equação.

$$Nu = K \cdot (Re)^a \cdot (Pr)^b \cdot (Vi)^c \quad (40)$$

Sendo,

$Nu$ , o número de Nusselt (adimensional);

$Re$ , o número de Reynolds (adimensional);

$Pr$ , o número de Prandtl (adimensional);

$Vi$ , a correlação entre densidades (adimensional);

$K$ , a constante de proporcionalidade (adimensional);

$a$ ,  $b$  e  $c$ , os expoentes (adimensionais).

O número de Nusselt é obtido através da Equação 41.

$$Nu = \frac{h_o \cdot D_t}{k_f} \quad (41)$$

Sendo,

$D_t$ , o diâmetro interno do tanque (m);

$k_f$ , é a condutividade térmica do fluido frio (kcal/h.m.°C).

Para o cálculo do número de Reynolds no tanque foi utilizada a Equação 42 que se refere ao fluido frio.

$$Re = \frac{(D_{imp})^2 \cdot N \cdot \rho_f}{\mu_f} \quad (42)$$

Em que,

$D_{imp}$  é o diâmetro do impelidor (m);

$N$  é a rotação do impelidor (rps);

$\rho_f$  é a densidade do fluido frio (kg/m<sup>3</sup>);

$\mu_f$  é a viscosidade dinâmica do fluido frio (kg/m.s).

O adimensional número de Prandtl pode ser obtido pela Equação 43.

$$Pr = \frac{c_{pf} \cdot \mu_f}{k_f} \quad (43)$$

Em que,

$c_{pf}$  é o calor específico do fluido frio, (kcal/kg°C).

$Vi$  é a relação entre a viscosidade dinâmica do fluido frio na temperatura do seio do tanque, dividida pela viscosidade dinâmica na temperatura da parede, que é a própria superfície externa da chicana ou serpentina e é demonstrada na Equação 44. O termo  $Vi$  será utilizado neste trabalho.

$$Vi = \frac{\mu_f}{\mu_w} \quad (44)$$

Sendo:

$\mu_w$  a viscosidade dinâmica do fluido frio na temperatura da parede, (Kg/m.s).

As equações para determinar os adimensionais Reynolds, Nusselt e Prandtl são as mesmas utilizadas por Dostal, Petera e Rieger (2010).

Os coeficientes exponenciais e a constante de proporcionalidade da equação de Sieder-Tate foram alvo de inúmeros estudos e publicações. Na grande maioria das vezes os experimentos foram conduzidos em batelada. Verificando as publicações de Penney e Atiemo-Obeng (2004) e Couper *et al* (2005), é possível afirmar que os expoentes  $b$  e  $c$  variam pouco na literatura.

Segundo Kern (1987), o expoente  $b$  deve ser arbitrado, e o melhor valor a ser escolhido é aquele que permita plotar os dados com o menor desvio em torno de uma linha reta. Na visão de Hagedorn (1965) o expoente  $b$  deverá estar na faixa de 0,25 a 0,50 sendo 0,33 o valor mais usual.

Os autores Couper *et al* (2005), Coker (2007) e Oldshue (1983) propõem que para chicanas tubulares deve ser adotado o valor 0,3 para o expoente  $b$ , e que para serpentinas helicoidais deve ser adotado o valor 0,37.

Dream (1999) assevera que o expoente  $c$  deve sempre ser utilizado, pois a viscosidade varia significativamente com a temperatura. Para Dickey e Hicks (1976) o valor desse expoente deve estar na faixa entre zero e 0,4. Já Rushton e Dunlap *apud* Hagedorn (1965) atribuíram o valor de 0,4. O valor comumente encontrado em literatura para o expoente  $c$  é de 0,14 podendo em alguns casos chegar até 0,9 conforme relata Hagedorn (1965).

Bondy e Lippa (1983) publicaram em seu artigo um gráfico para a determinação do expoente  $c$  em função da viscosidade do fluido que está sendo aquecido via serpentina helicoidal. Usando os dados deste trabalho, encontrou-se o valor de 0,8. Oldshue e Herbst (1992) também apresentam graficamente o expoente  $c$  variando com a viscosidade, mas não relatam qual o tipo de impelidor utilizado, nem qual a fonte de aquecimento escolhida, nesse caso foi encontrado o valor de 0,7 para o presente trabalho.

Em se tratando especificamente de serpentina helicoidal, Couper *et al* (2005), Coker (2007) e Oldshue (1983) propõem que o expoente  $c$  é função da viscosidade e pode ser calculado pela Equação 45, devendo estar entre 0,1 e 1,0.

$$c = \frac{0,714}{\mu_m^{0,21}} \quad (45)$$

Sendo,

$\mu_m$  a viscosidade dinâmica média do fluido frio no ensaio (cP).

Wichterle (1994) relatou em seu artigo que o valor usual do expoente  $c$  para chicanas tubulares é 0,14, mas que alguns pesquisadores assumem o valor de 0,25. O autor entende que como é difícil medir exatamente a temperatura na superfície de uma chicana ou helicoide, torna-se difícil obter a viscosidade real da parede, tornando convencional adotar-se um valor fixo. Para o caso de chicanas tubulares Couper *et al* (2005) e Coker (2007) recomendam o valor de 0,14 para o expoente  $c$ .

A Equação 40 pode ser escrita da seguinte maneira (Equação 46):

$$\frac{Nu}{(Pr)^b \cdot (Vi)^c} = K \cdot (Re)^a \quad (46)$$

Os adimensionais de Nusselt, Prandtl e a relação entre as viscosidades dinâmicas podem ser agrupados pelo fator para transmissão de calor (Equação 47) definido em Patil, Shende e Ghosh (1982) como fator de Colburn.

$$j_H = \frac{Nu}{(Pr)^b \cdot (Vi)^c} \quad (47)$$

Sendo,

$j_H$  o fator para transmissão de calor (adimensional).

Finalizando, obtém-se a Equação 48 que é de caráter exponencial. Para linearizar a equação deve-se aplicar logaritmos nos dois lados da sentença (Equação 49), a qual se reduz em coordenadas logarítmicas.

$$jH = K. (Re)^a \quad (48)$$

$$\log jH = \log K + a. \log Re \quad (49)$$

A Equação 49 é a equação de uma reta, de forma que o coeficiente angular da reta é o próprio valor numérico do expoente  $a$ , enquanto que o coeficiente linear da reta é o logaritmo da constante  $K$ .

O trabalho constou de 36 experimentos divididos em 4 grupos de ensaios com 9 experimentos cada. Os grupos de ensaios foram chicana com impelidor axial, chicana com impelidor radial, helicóide com impelidor axial e helicóide com impelidor radial.

Para cada grupo de ensaio os resultados foram representados na forma gráfica onde foi determinado o expoente  $a$  e a constante  $K$ , que definem o modelo matemático da equação de Sieder-Tate.

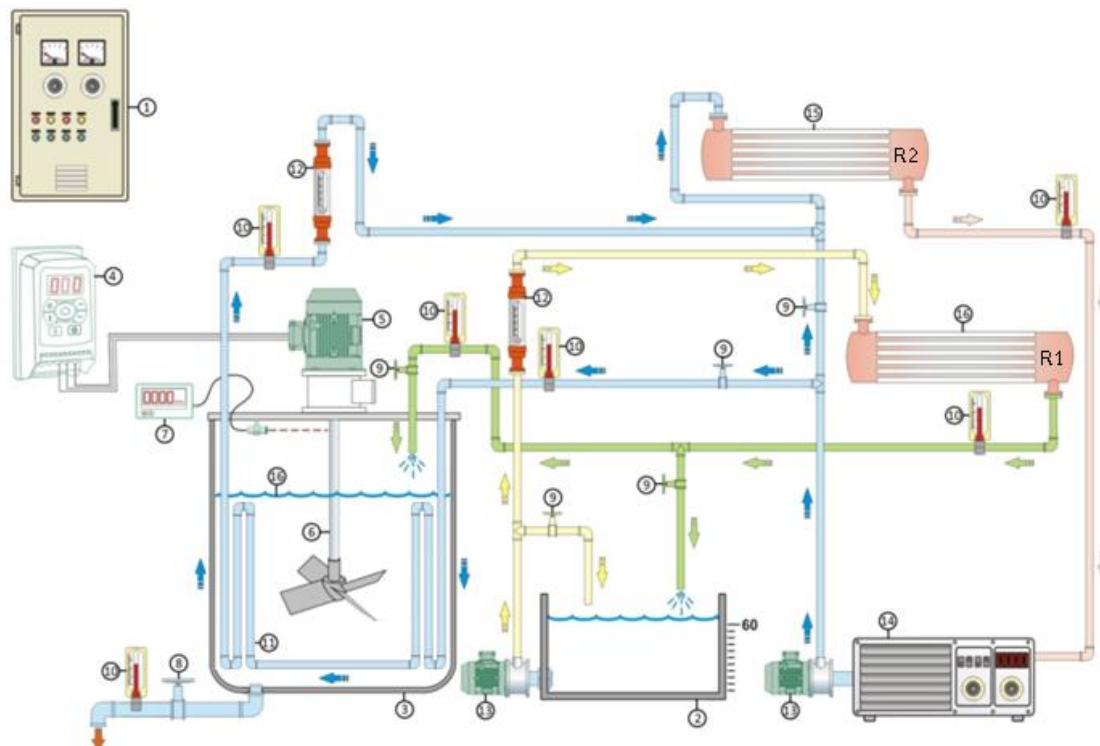
Com esta modelagem matemática é possível calcular o coeficiente global de troca térmica experimental e comparar os resultados dos 4 ensaios.

### 3.2. Material

Em todos os experimentos foi utilizada água como fluido quente nas chicanas tubulares e serpentinas helicoidais, e também água como fluido frio no tanque. Para o cálculo de suas propriedades físico químicas, deve-se usar a média aritmética das respectivas temperaturas de entrada e saída (PRABHANJAN, 2000).

O mesmo procedimento foi usado por Perarasu, Arivazhagan e Sivashanmugam (2011), Coronel e Sandeep (2008), Delaplace *et al* (2005) e Dhotre, Murty e Jayakumar (2006), que determinaram densidade, condutividade térmica e calor específico individualmente, em função das temperaturas médias dos experimentos.

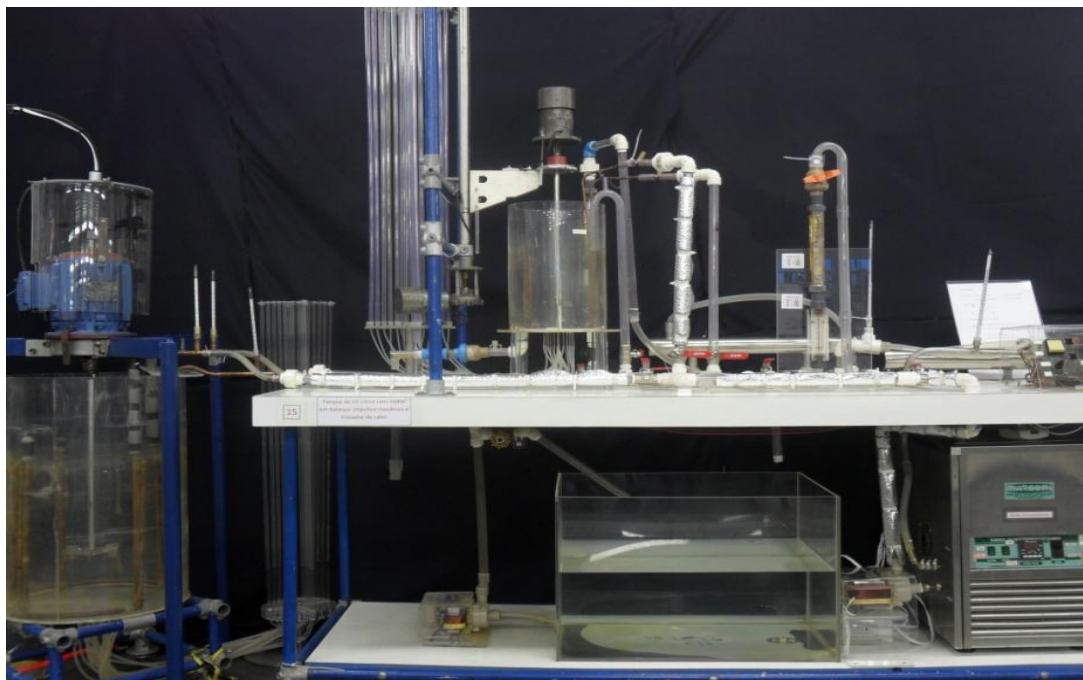
A Figura 12 apresenta o esboço da unidade experimental com os seus respectivos acessórios.



**Figura 12 - Esboço da unidade experimental. 1) painel de controle dos trocadores de calor e bombas; 2) tanque pulmão; 3) tanque cilíndrico; 4) inversor de frequência; 5) motor elétrico; 6) impulsor; 7) tacômetro; 8) válvula de saída do tanque; 9) válvulas de bloqueio; 10) termômetros; 11) chicana tubular; 12) rotâmetros; 13) bombas centrífuga; 14) banho termostaticado; 15) e 16) trocadores de calor (FRAZA *et al*, 2010).**

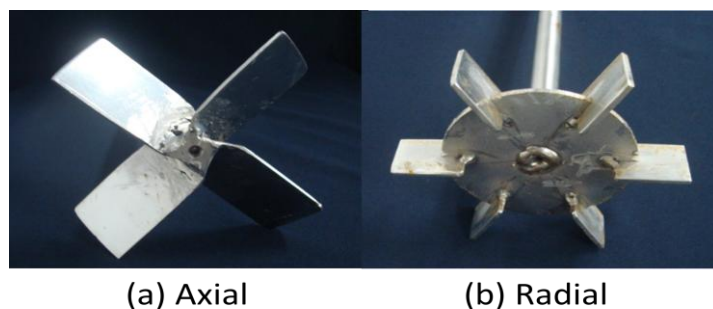
A unidade experimental, mostrada na Figura 13, é composta por um tanque cilíndrico de acrílico com volume útil de 50 L com diâmetro interno de 396 mm e altura total de 621 mm; um impulsor mecânico tipo radial ou tipo axial que depende do grupo de ensaio realizado, ambos com 13,2 mm de diâmetro; um motor elétrico da WEG, modelo 3-90L de 3,0 hp e um inversor de frequência; chicanas tubulares ou serpentinas helicoidais, dependendo do grupo de ensaio realizado, de cobre de ½" de diâmetro e comprimento total de 5,53 m; um banho termostaticado da marca Marconi, modelo MA 184 para controle da temperatura do fluido quente; um trocador de calor tipo casco-tubo de 2.000W para o fluido frio e um trocador de calor tipo casco-tubo de 5.000W

para o fluido quente, ambos da marca TC-Palley modelo HC-120; um tanque pulmão para o fluido frio; duas bombas centrífugas; dois rotômetros; termômetros analógicos de vidro com precisão de  $0,2^{\circ}\text{C}$ ; tubulações de acrílico e válvulas de bloqueio.



**Figura 13 - Vista geral da unidade experimental**

A turbulência foi promovida por meio de impelidores construídos no Laboratório de Operações Unitárias da UNISANTA. O impelidor axial foi do tipo hélice com 4 pás inclinadas em  $45^{\circ}$  em relação a base do tanque, e o radial foi do tipo turbina, com 6 pás planas, perpendiculares a base do tanque. Ambos foram instalados no centro do tanque, a uma distância de 130 mm do fundo. A Figura 14 confere uma imagem detalhada dos impelidores utilizados.

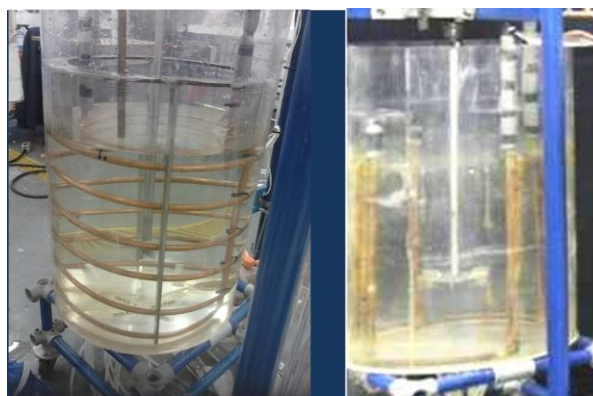


**Figura 14 - Impelidores utilizados**

A faixa escolhida para rotação dos impelidores foi de 90 a 330 rpm pois conforme adverte Strek *apud* Balakrishna e Murty (1980) para rotações abaixo de 77 rpm a temperatura no tanque não é uniforme, fato observado pelos autores após acompanhamento da temperatura em distintos pontos do reservatório.

A rotação escolhida nos permite trabalhar em um valor de Reynolds entre 40.000 e 170.000, o que é satisfatório. Askew e Beckmann (1965) observaram que nos ensaios com Reynolds inferiores a 5.000 ocorre uma região de transição próxima a superfície de troca de calor, alterando o comportamento do coeficiente global de troca térmica. Este fato prejudica a obtenção de uma única equação de Sieder-Tate para uma grande faixa de Reynolds, sendo o mais comum os pesquisadores dividi-lo em intervalos menores.

O aquecimento foi realizado por meio de dispositivos de troca de calor, imersos no tanque, construídos no Laboratório de Operações Unitárias da UNISANTA. A serpentina helicoidal continha 5 voltas e meia, com espaçamento de 70 mm e diâmetro de 300 mm. A chicana tubular era de 4 chicanas com 3 tubos cada. Para os experimentos com serpentina helicoidal foi necessário colocar quatro chicanas de acrílico de 40 mm de largura entre a helicoide e o tanque para evitar a formação de vórtice. A Figura 15 apresenta os dois tipos de aquecedores utilizados.



(a) Serpentina  
helicoidal

(b) Chicana  
tubular

**Figura 15 - Tanque com aquecedores utilizados**

Foi utilizado ainda um tacômetro digital da marca Instrutherm modelo TD-713 para mensurar a rotação do impelidor e um cronômetro para conduzir as tomadas de leitura.

O processo de troca térmica em tanque com impelidor foi investigado com o uso de sensores de fluxo de calor, e os resultados mostraram que os coeficientes de transferência de calor obtidos por experimentos convencionais que usam termômetros e medidores de vazão são confiáveis (DELAPLACE *et al*, 2005).

### **3.3. Método**

Todos os experimentos foram realizados no Laboratório de Operações Unitárias da UNISANTA, em uma unidade experimental em regime contínuo, onde dentro de um tanque se promoveu a agitação através de impelidores mecânicos, e o aquecimento via superfícies de transferência de calor imersas no tanque.

Foi realizado um total de 36 experimentos, divididos em 4 grupos de ensaios conforme Tabela 4, sendo que cada ensaio realizou 9 experimentos.

**Tabela 4 - Quadro de ensaios realizados**

| <b>IMPELIDOR</b> | <b>AQUECIMENTO</b>    | <b>ENSAIOS</b> |
|------------------|-----------------------|----------------|
| AXIAL            | CHICANA TUBULAR       | ENSAIO 1       |
|                  | SERPENTINA HELICOIDAL | ENSAIO 2       |
| RADIAL           | CHICANA TUBULAR       | ENSAIO 3       |
|                  | SERPENTINA HELICOIDAL | ENSAIO 4       |

Os experimentos foram realizados com vazão fixa do fluido quente em 1,8 L/min e temperatura constante de 62°C. Para o fluido frio a vazão foi fixada em 1,0 L/min e a temperatura variou de 2°C em cada experimento no intervalo de 29 a 45°C, enquanto que a rotação do impelidor variou concomitantemente em 30 rpm no intervalo de 90 a 330 rpm, conforme apresentado na Tabela 5.

**Tabela 5 - Sequência de experimentos realizados nos 4 grupos de ensaios**

| <b>EXPERIMENTO</b> | <b>ROTAÇÃO<br/>[rpm]</b> | <b><math>T_1</math> (entrada<br/>fluido frio) [°C]</b> |
|--------------------|--------------------------|--------------------------------------------------------|
| 1                  | 90                       | 29                                                     |
| 2                  | 120                      | 31                                                     |
| 3                  | 150                      | 33                                                     |
| 4                  | 180                      | 35                                                     |
| 5                  | 210                      | 37                                                     |
| 6                  | 240                      | 39                                                     |
| 7                  | 270                      | 41                                                     |
| 8                  | 300                      | 43                                                     |
| 9                  | 330                      | 45                                                     |

Nos ensaios conduzidos por Nassar e Mehtroa (2011) os pesquisadores deixaram claro que a vazão de água fria afeta moderadamente o coeficiente global de transferência de calor, e por isso o que deve variar a cada experimento é a temperatura de entrada da água, e não sua vazão.

Antes do início de cada experimento, o tanque e o aquecedor eram lavados com água corrente.

O tanque pulmão foi abastecido com água e esta foi alimentada no tanque de processo através de bomba centrífuga, com vazão acompanhada por rotâmetro e temperatura regulada pelo trocador de calor de 2.000 W, que mantinha constante a temperatura de entrada do fluido frio atribuída para cada experimento. O fluido frio foi descartado do processo pela válvula de fundo do tanque, onde sua temperatura foi acompanhada periodicamente. O nível do tanque de processo foi mantido constante através de acompanhamento visual e controle manual na abertura da válvula de fundo.

O banho termostatizado mantinha constante a temperatura do fluido quente, que foi alimentado por bomba centrífuga na chicana ou na helicoide, dependendo do experimento. A vazão foi acompanhada por rotâmetro, e o fluido quente, após sair do tanque de processo, passava pelo trocador de calor de 5.000 W antes de retornar ao banho termostatizado, mantendo o ciclo fechado. A temperatura de retorno do fluido quente foi também acompanhada periodicamente.

A rotação dos impelidores foi regulada antes de cada experimento no inversor de frequência, e foi tomada uma medição através de tacômetro digital.

As temperaturas de saída do fluido frio e quente foram verificadas a cada 2 minutos, e a duração total de cada experimento foi de 50 minutos.

A sequência de operação foi encher o tanque de processo, mantendo alimentação constante em 1,0 L/min e controlar o nível pela válvula de fundo, ligar o motor do impelidor e regular no inversor de frequência a rotação desejada, iniciar o abastecimento do sistema de aquecimento com 1,8 L/min quando sua temperatura atingir 62°C e a temperatura de entrada do fluido frio estiver estabilizada no valor desejado. Ao término de 50 minutos, desligar as bombas e fechar as válvulas de alimentação, desligando na sequência os trocadores de calor. Desligar o motor do impelidor e o banho termostatizado. Esvaziar e lavar o tanque de processo. Substituir o tipo de impelidor e fonte de sistema de aquecimento de acordo com o ensaio desejado.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1. Dados obtidos

Durante os 36 experimentos foram coletadas as temperaturas de saída dos fluidos frio e quente a cada 2 minutos. A partir dessas temperaturas, foi utilizada a Equação 28 para determinar as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio no regime permanente. A Tabela 6 apresenta os dados obtidos com impelidor axial e na Tabela 7, os obtidos com impelidor radial.

**Tabela 6 – Dados – impelidor axial – ensaio 1 (chicana) e 2 (helicoide)**

| EXPERIMENTO |   | ROTAÇÃO<br>[rpm] | T <sub>entrada quente</sub><br>[°C] | T <sub>saída quente</sub><br>[°C] | T <sub>entrada frio</sub><br>[°C] | T <sub>saída frio</sub><br>[°C] |
|-------------|---|------------------|-------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|
| ENSAIO 1    | 1 | 90               | 62                                  | 50,4                              | 29                                | 48,0                            |
|             | 2 | 120              | 62                                  | 50,8                              | 31                                | 49,1                            |
|             | 3 | 150              | 62                                  | 51,4                              | 33                                | 50,1                            |
|             | 4 | 180              | 62                                  | 51,9                              | 35                                | 51,1                            |
|             | 5 | 210              | 62                                  | 52,6                              | 37                                | 51,9                            |
|             | 6 | 240              | 62                                  | 53,2                              | 39                                | 52,7                            |
|             | 7 | 270              | 62                                  | 53,9                              | 41                                | 53,5                            |
|             | 8 | 300              | 62                                  | 54,6                              | 43                                | 54,3                            |
|             | 9 | 330              | 62                                  | 55,3                              | 45                                | 55,0                            |
| ENSAIO 2    | 1 | 90               | 62                                  | 50,9                              | 29                                | 47,2                            |
|             | 2 | 120              | 62                                  | 51,0                              | 31                                | 48,9                            |
|             | 3 | 150              | 62                                  | 51,6                              | 33                                | 49,8                            |
|             | 4 | 180              | 62                                  | 52,4                              | 35                                | 50,4                            |
|             | 5 | 210              | 62                                  | 52,7                              | 37                                | 51,7                            |
|             | 6 | 240              | 62                                  | 53,3                              | 39                                | 52,6                            |
|             | 7 | 270              | 62                                  | 54,1                              | 41                                | 53,2                            |
|             | 8 | 300              | 62                                  | 54,7                              | 43                                | 54,0                            |
|             | 9 | 330              | 62                                  | 55,3                              | 45                                | 55,0                            |

**Tabela 7 – Dados – impelidor radial – ensaio 3 (chicana) e 4 (helicoide)**

| EXPERIMENTO |   | ROTAÇÃO<br>[rpm] | T <sub>entrada quente</sub><br>[°C] | T <sub>saída quente</sub><br>[°C] | T <sub>entrada frio</sub><br>[°C] | T <sub>saída frio</sub><br>[°C] |
|-------------|---|------------------|-------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|
| ENSAIO 3    | 1 | 90               | 62                                  | 50,0                              | 29                                | 48,6                            |
|             | 2 | 120              | 62                                  | 50,6                              | 31                                | 49,5                            |
|             | 3 | 150              | 62                                  | 51,1                              | 33                                | 50,5                            |
|             | 4 | 180              | 62                                  | 51,9                              | 35                                | 51,2                            |
|             | 5 | 210              | 62                                  | 52,5                              | 37                                | 52,1                            |
|             | 6 | 240              | 62                                  | 53,1                              | 39                                | 52,9                            |
|             | 7 | 270              | 62                                  | 53,8                              | 41                                | 53,6                            |
|             | 8 | 300              | 62                                  | 54,6                              | 43                                | 54,3                            |
|             | 9 | 330              | 62                                  | 55,3                              | 45                                | 55,1                            |
| ENSAIO 4    | 1 | 90               | 62                                  | 50,1                              | 29                                | 48,4                            |
|             | 2 | 120              | 62                                  | 50,7                              | 31                                | 49,3                            |
|             | 3 | 150              | 62                                  | 51,3                              | 33                                | 50,3                            |
|             | 4 | 180              | 62                                  | 51,9                              | 35                                | 51,2                            |
|             | 5 | 210              | 62                                  | 52,5                              | 37                                | 52,0                            |
|             | 6 | 240              | 62                                  | 53,2                              | 39                                | 52,8                            |
|             | 7 | 270              | 62                                  | 53,9                              | 41                                | 53,5                            |
|             | 8 | 300              | 62                                  | 54,6                              | 43                                | 54,3                            |
|             | 9 | 330              | 62                                  | 55,3                              | 45                                | 55,1                            |

A partir da determinação experimental das temperaturas, foi possível calcular o coeficiente de película externo de transferência de calor e o coeficiente global de transferência de calor para cada ensaio realizado.

#### **4.2. Cálculos e resultados**

Para exemplificação dos cálculos, foram utilizados os dados obtidos no experimento 1 do ensaio 1 (impelidor axial e chicana tubular).

Foi necessário que primeiramente se determinasse as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio no regime permanente. Utilizou-se a Equação 28 e a partir daí foi encontrado 48,0°C para a temperatura de saída do fluido frio e 50,4°C para a temperatura de saída do fluido quente. Considerou-se a

temperatura ambiente de 21°C, a condutividade térmica do acrílico de 0,155 kcal/h.m.°C (KOCHEM e RECH, 2010), e o coeficiente de convecção natural do ar de 6,8 kcal/h.m<sup>2</sup>.°C através de cálculo contido em Stamper e Koral (1979). Os adimensionais  $\alpha$  e  $\beta$ , determinados graficamente em função dos dados obtidos nos experimentos, foram de 0,8675 e 8,7622 respectivamente.

O fluxo de calor cedido foi calculado pela Equação 29, obtendo-se o valor de 1.235 kcal/h, e deste subtraiu-se 103 kcal/h referentes ao calor perdido para o ambiente conforme Equação 26, para posterior obtenção do fluxo de calor recebido pelo sistema de 1.132 kcal/h (Equação 30).

Com a área de troca térmica de 0,22 m<sup>2</sup> calculada pela Equação 32, e com a média logarítmica das diferenças das temperaturas de 6,6°C calculada pela Equação 33, foi possível determinar o coeficiente global de troca térmica de 779 kcal/h.m<sup>2</sup>.°C através da Equação 31.

O coeficiente de película interno de transferência de calor foi calculado pela Equação 36, e posteriormente corrigido pela Equação 38, obtendo-se o valor de 1.970 kcal/h.m<sup>2</sup>.°C.

De posse do coeficiente global de troca térmica e do coeficiente de película interno de troca térmica, foi calculado o coeficiente de película externo através da Equação 35, e encontrado o valor 1.289 kcal/h.m<sup>2</sup>.°C.

Os números de Reynolds e de Prandtl foram determinados através das Equações 42 e 43 respectivamente, e foram obtidos resultados de 37.697 para Reynolds e 4,52 para Prandtl.

A relação entre as viscosidade foi determinada pela Equação 44 resultando no valor de 1,36. A solução da Equação 41 de Nusselt apresentou o valor de 935.

Para a utilização da equação de Sieder-Tate (Equação 40), foram atribuídos os valores de 0,3 para o expoente  $b$  e 0,14 para o expoente  $c$ .

O valor do fator para transmissão de calor  $jH$  foi calculado através da Equação 47, obtendo-se o valor de 569. Foram extraídos os logaritmos de Reynolds e  $jH$  conforme Equação 49, para possibilitar que sejam plotados.

Foi realizado o mesmo sequenciamento de cálculo para todos os outros pares de temperaturas obtidos com cada impulsor e fonte de calor utilizada. As variáveis calculadas podem ser observadas nas Tabelas 8, 9, 10 e 11.

**Tabela 8 - Resultados para impelidor axial e chicana tubular**

| Experimento | Q<br>[kcal/h] | U<br>[kcal/m <sup>2</sup> .h.°C] | h <sub>o</sub><br>[kcal/m <sup>2</sup> .h.°C] | Nu    | Pr   | Re      | Vi   | jH   | Log Re | Log jH |
|-------------|---------------|----------------------------------|-----------------------------------------------|-------|------|---------|------|------|--------|--------|
| 1           | 1.132         | 779                              | 1.289                                         | 935   | 4,52 | 37.697  | 1,36 | 569  | 4,58   | 2,76   |
| 2           | 1.081         | 892                              | 1.628                                         | 1.177 | 4,38 | 51.769  | 1,32 | 726  | 4,71   | 2,86   |
| 3           | 1.018         | 974                              | 1.918                                         | 1.383 | 4,24 | 66.500  | 1,29 | 864  | 4,82   | 2,94   |
| 4           | 955           | 1.088                            | 2.412                                         | 1.734 | 4,12 | 81.959  | 1,27 | 1097 | 4,91   | 3,04   |
| 5           | 885           | 1.178                            | 2.893                                         | 2.074 | 4,00 | 98.081  | 1,24 | 1328 | 4,99   | 3,12   |
| 6           | 811           | 1.223                            | 3.169                                         | 2.266 | 3,89 | 114.865 | 1,21 | 1466 | 5,06   | 3,17   |
| 7           | 736           | 1.269                            | 3.478                                         | 2.481 | 3,79 | 132.358 | 1,19 | 1623 | 5,12   | 3,21   |
| 8           | 660           | 1.274                            | 3.498                                         | 2.489 | 3,69 | 150.541 | 1,17 | 1645 | 5,18   | 3,22   |
| 9           | 583           | 1.314                            | 3.802                                         | 2.698 | 3,60 | 169.472 | 1,15 | 1802 | 5,23   | 3,26   |

**Tabela 9 - Resultados para o impelidor axial e serpentina helicoidal**

| Experimento | Q<br>[kcal/h] | U<br>[kcal/m <sup>2</sup> .h.°C] | h <sub>o</sub><br>[kcal/m <sup>2</sup> .h.°C] | Nu   | Pr   | Re      | Vi   | jH  | Log Re | Log jH |
|-------------|---------------|----------------------------------|-----------------------------------------------|------|------|---------|------|-----|--------|--------|
| 1           | 1.084         | 613                              | 847                                           | 615  | 4,56 | 37.410  | 1,38 | 273 | 4,57   | 2,44   |
| 2           | 1.064         | 797                              | 1.245                                         | 900  | 4,39 | 51.634  | 1,33 | 416 | 4,71   | 2,62   |
| 3           | 1.001         | 849                              | 1.375                                         | 992  | 4,26 | 66.327  | 1,30 | 472 | 4,82   | 2,67   |
| 4           | 914           | 762                              | 1.158                                         | 833  | 4,15 | 81.455  | 1,28 | 406 | 4,91   | 2,61   |
| 5           | 869           | 963                              | 1.692                                         | 1214 | 4,01 | 97.842  | 1,24 | 611 | 4,99   | 2,79   |
| 6           | 801           | 1055                             | 1.996                                         | 1428 | 3,90 | 114.703 | 1,22 | 739 | 5,06   | 2,87   |
| 7           | 715           | 917                              | 1.550                                         | 1106 | 3,80 | 131.961 | 1,20 | 585 | 5,12   | 2,77   |
| 8           | 645           | 972                              | 1.710                                         | 1217 | 3,70 | 150.235 | 1,17 | 661 | 5,18   | 2,82   |
| 9           | 580           | 1190                             | 2.520                                         | 1788 | 3,60 | 169.389 | 1,15 | 997 | 5,23   | 3,00   |

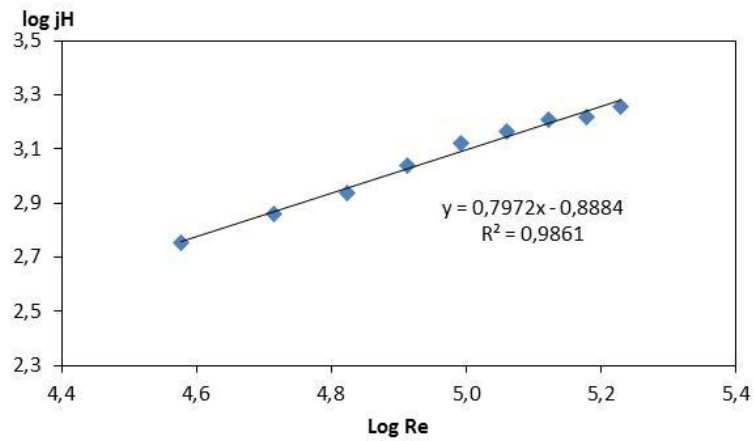
**Tabela 10 - Resultados para impelidor radial e chicana tubular**

| Experimento | Q<br>[kcal/h] | U<br>[kcal/m <sup>2</sup> .h.°C] | h <sub>o</sub><br>[kcal/m <sup>2</sup> .h.°C] | Nu    | Pr   | Re      | Vi   | jH   | Log Re | Log jH |
|-------------|---------------|----------------------------------|-----------------------------------------------|-------|------|---------|------|------|--------|--------|
| 1           | 1.171         | 1.011                            | 2.080                                         | 1.507 | 4,49 | 37.930  | 1,35 | 921  | 4,58   | 2,96   |
| 2           | 1.103         | 1.064                            | 2.311                                         | 1.670 | 4,36 | 51.942  | 1,32 | 1033 | 4,72   | 3,01   |
| 3           | 1.044         | 1.299                            | 3.789                                         | 2.730 | 4,23 | 66.760  | 1,29 | 1710 | 4,82   | 3,23   |
| 4           | 962           | 1.198                            | 3.032                                         | 2.179 | 4,11 | 82.053  | 1,26 | 1380 | 4,91   | 3,14   |
| 5           | 895           | 1.402                            | 4.760                                         | 3.412 | 4,00 | 98.224  | 1,24 | 2186 | 4,99   | 3,34   |
| 6           | 820           | 1.480                            | 5.764                                         | 4.121 | 3,89 | 115.011 | 1,21 | 2669 | 5,06   | 3,43   |
| 7           | 743           | 1.525                            | 6.455                                         | 4.603 | 3,79 | 132.488 | 1,19 | 3013 | 5,12   | 3,48   |
| 8           | 664           | 1.447                            | 5.215                                         | 3.709 | 3,69 | 150.633 | 1,17 | 2453 | 5,18   | 3,39   |
| 9           | 587           | 1.521                            | 6.274                                         | 4.452 | 3,60 | 169.562 | 1,15 | 2975 | 5,23   | 3,47   |

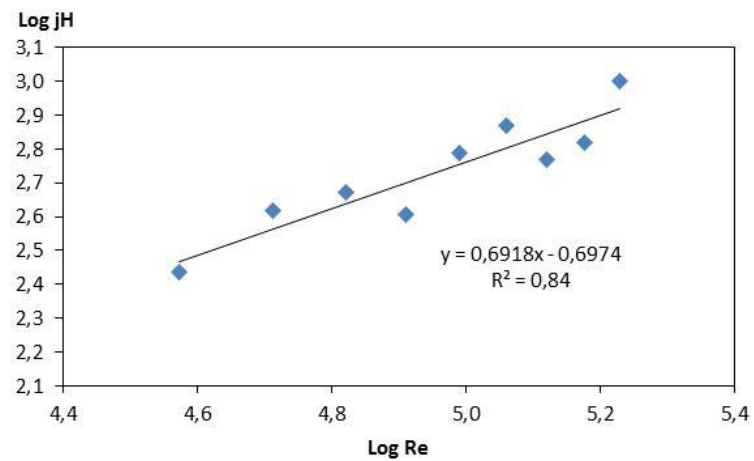
**Tabela 11 - Resultados para impelidor radial e serpentina helicoidal**

| Experimento | Q<br>[kcal/h] | U<br>[kcal/m <sup>2</sup> .h.°C] | h <sub>o</sub><br>[kcal/m <sup>2</sup> .h.°C] | Nu    | Pr   | Re      | Vi   | jH   | Log Re | Log jH |
|-------------|---------------|----------------------------------|-----------------------------------------------|-------|------|---------|------|------|--------|--------|
| 1           | 1.160         | 927                              | 1.598                                         | 1.159 | 4,50 | 37.862  | 1,35 | 524  | 4,58   | 2,72   |
| 2           | 1.093         | 975                              | 1.743                                         | 1.260 | 4,37 | 51.862  | 1,32 | 586  | 4,71   | 2,77   |
| 3           | 1.030         | 1096                             | 2.166                                         | 1.561 | 4,24 | 66.624  | 1,29 | 748  | 4,82   | 2,87   |
| 4           | 961           | 1183                             | 2.525                                         | 1.815 | 4,11 | 82.041  | 1,26 | 894  | 4,91   | 2,95   |
| 5           | 892           | 1312                             | 3.186                                         | 2.284 | 4,00 | 98.176  | 1,24 | 1156 | 4,99   | 3,06   |
| 6           | 817           | 1376                             | 3.578                                         | 2.558 | 3,89 | 114.963 | 1,21 | 1328 | 5,06   | 3,12   |
| 7           | 735           | 1240                             | 2.776                                         | 1.980 | 3,79 | 132.338 | 1,19 | 1052 | 5,12   | 3,02   |
| 8           | 662           | 1380                             | 3.575                                         | 2.543 | 3,69 | 150.602 | 1,17 | 1386 | 5,18   | 3,14   |
| 9           | 585           | 1426                             | 3.877                                         | 2.751 | 3,60 | 169.526 | 1,15 | 1536 | 5,23   | 3,19   |

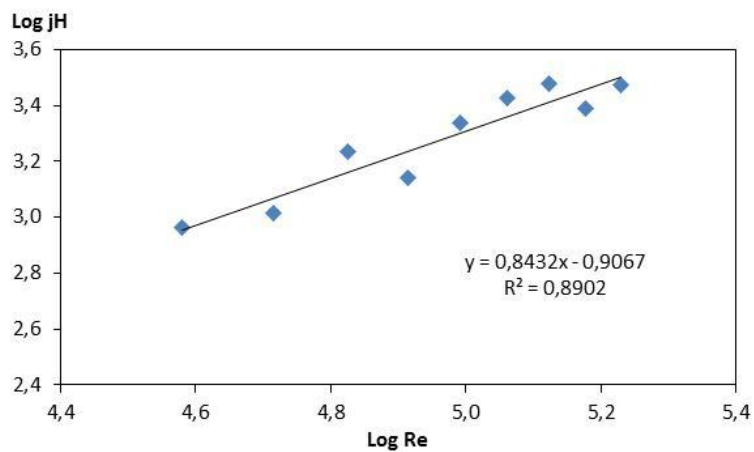
Para obter os modelos matemáticos para os 4 ensaios, foram plotados os logaritmos do fator jH na ordenada em função dos logaritmos do número de Reynolds na abscissa, como mostrado nas Figuras 16, 17, 18 e 19.



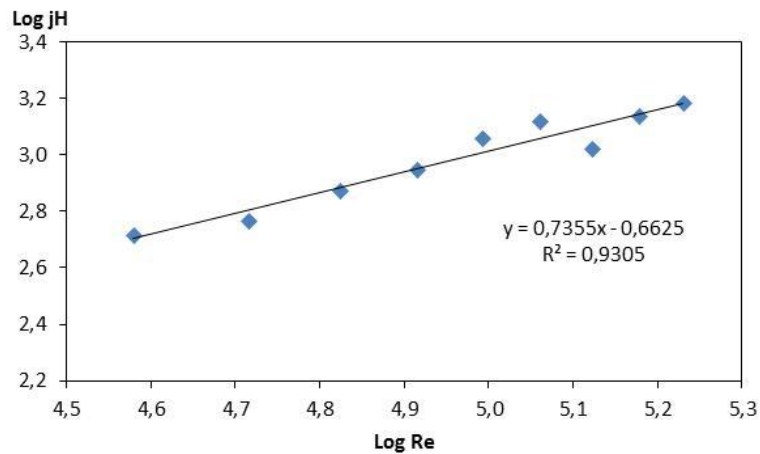
**Figura 16 - Gráfico Log  $jH$  x Log  $Re$  – Ensaio 1 (Axial + Chicana)**



**Figura 17 - Gráfico Log  $jH$  x Log  $Re$  – Ensaio 2 (Axial + Helicoide)**



**Figura 18 - Gráfico Log  $jH$  x Log  $Re$  – Ensaio 3 (Radial + Chicana)**



**Figura 19 - Gráfico Log jH x Log Re – Ensaio 4 (Radial + Helicoide)**

Para cada um dos gráficos foi realizada uma regressão linear na nuvem de pontos, sendo o coeficiente angular da reta o expoente  $a$  do número de Reynolds e o coeficiente linear da reta o logaritmo da constante  $K$ .

Foram então obtidos os modelos matemáticos para cada um dos quatro grupos de ensaios realizados.

Para o ensaio 1 com impelidor axial do tipo hélice, com 4 pás inclinadas em  $45^\circ$  em relação à base do tanque e chicana tubular, foi obtida a Equação 50.

$$Nu = 0,129 \cdot (Re)^{0,797} \cdot (Pr)^{0,3} \cdot (Vi)^{0,14} \quad (50)$$

No caso do ensaio 2 com impelidor axial do tipo hélice, com 4 pás inclinadas em  $45^\circ$  em relação à base do tanque e serpentina helicoidal, foi determinada a Equação 51.

$$Nu = 0,201 \cdot (Re)^{0,692} \cdot (Pr)^{0,37} \cdot (Vi)^{0,79} \quad (51)$$

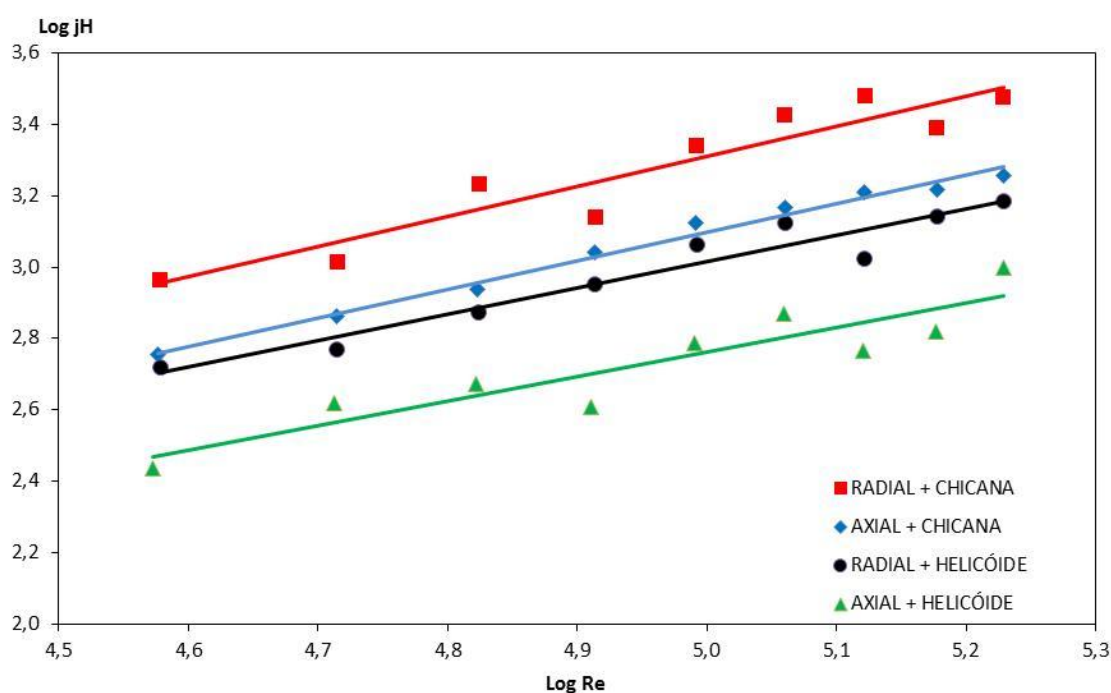
Com impelidor radial do tipo turbina (ensaio 3), com 6 pás planas, perpendiculares à base do tanque e chicana tubular, obteve-se a Equação 52.

$$Nu = 0,124 \cdot (Re)^{0,843} \cdot (Pr)^{0,3} \cdot (Vi)^{0,14} \quad (52)$$

A Equação 53 refere-se ao ensaio 4 com impelidor radial do tipo turbina, com 6 pás planas, perpendiculares à base do tanque e serpentina helicoidal.

$$Nu = 0,218.(Re)^{0,735}.(Pr)^{0,37}.(Vi)^{0,79} \quad (53)$$

A Figura 20 permite uma comparação entre os 4 grupos de experimentos realizados.

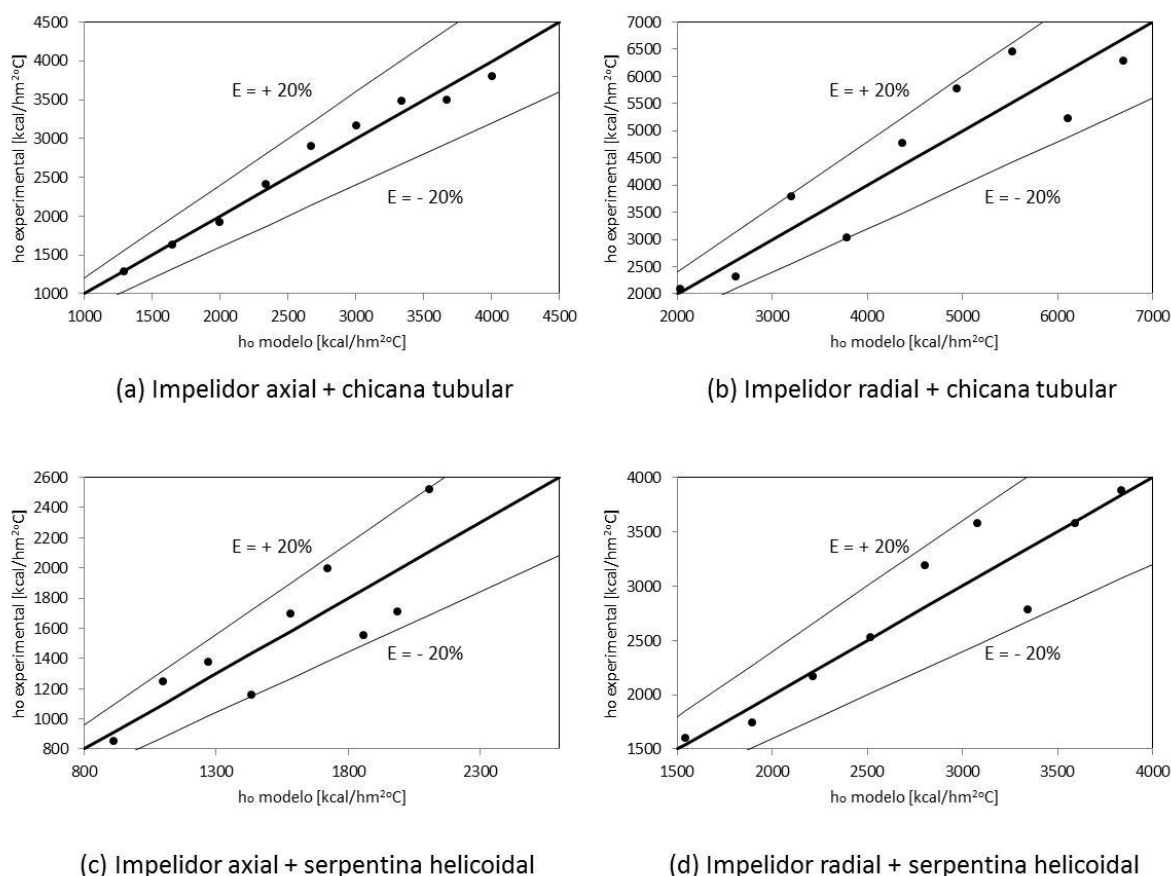


**Figura 20 - Fator de transmissão de calor**

Pela Figura 20 é possível observar que o fator de transmissão de calor da chicana tubular é sempre superior ao da serpentina helicoidal, o que leva à conclusão que, independentemente do tipo do impelidor usado, as chicanas tubulares são mais eficientes.

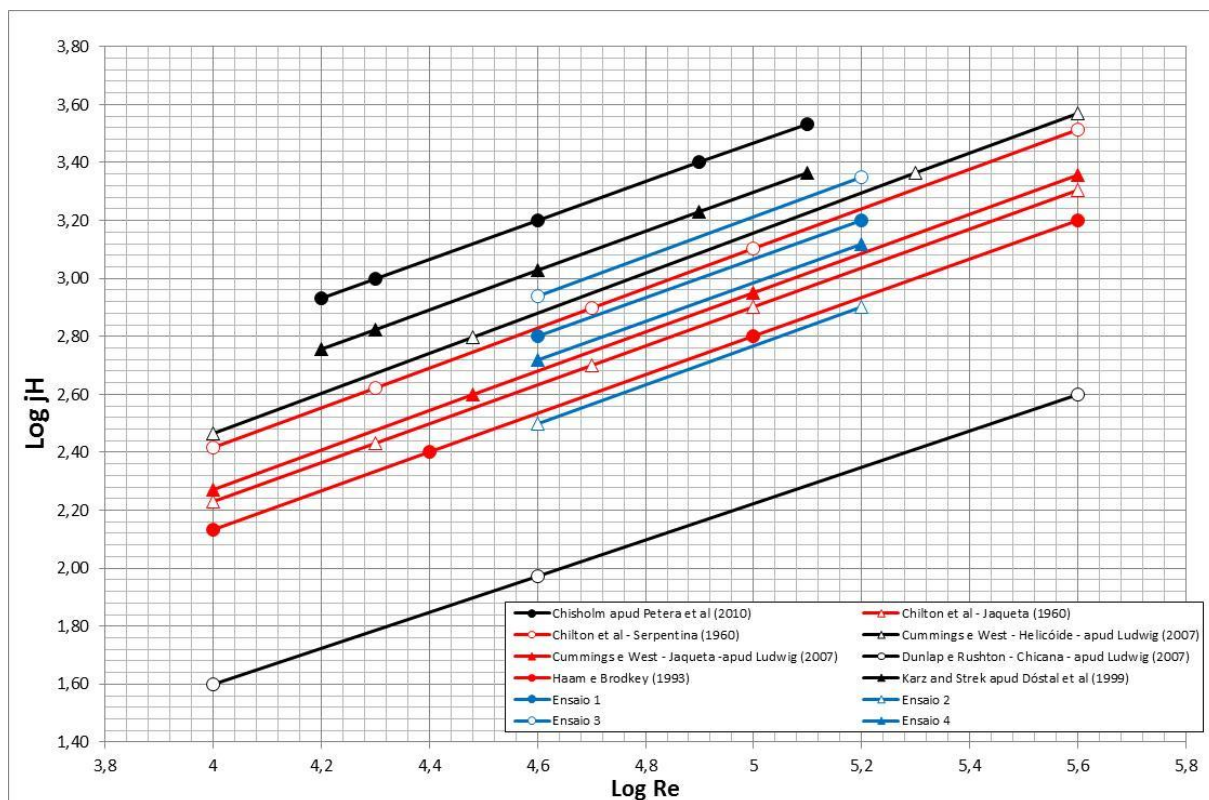
Analisando os impelidores, pode-se afirmar, ainda com base na Figura 20, que o impelidor tipo radial apresentou fator de transmissão de calor superior ao tipo axial. É possível concluir também que, independente do tipo de aquecimento utilizado, o impelidor radial é mais eficiente.

Foram calculados os erros entre os coeficientes de película externo de transferência de calor obtido experimentalmente e os calculados pelos modelos matemáticos propostos. Em todos os ensaios, o erro foi de no máximo 20%, conforme evidenciado graficamente na Figura 21.



**Figura 21 - Erro entre os coeficientes calculados e experimentais**

Os modelos matemáticos obtidos nos 4 ensaios foram então comparados com os de outros autores e plotados em gráfico conforme Figura 22. As correlações entre o logaritmo de Reynolds em função de logaritmo de  $jH$  se comportam como retas, e na comparação traçada é possível notar que são paralelas. Os 4 resultados deste trabalho, quando colocados no gráfico, apresentaram o mesmo perfil.



**Figura 22 - Comparativo entre correlações obtidas em literatura**

### 4.3. Discussão

Os valores determinados para o expoente  $a$  e o coeficiente  $k$  apresentados na Tabela 12 estão em perfeita consonância com o que se encontra disponível na literatura. Não há uma regra clara que defina uma relação de proporcionalidade, mas é possível afirmar que eles variam em função de como são conduzidos os ensaios. Características dos fluidos, tipo de impelidores, faixa de Reynolds, superfície de transferência de calor e geometria do tanque são alguns dos fatores de maior influência.

**Tabela 12 - Resultados para coeficiente  $k$  e expoente  $a$**

| <b>ENSAIO</b> | <b><math>k</math></b> | <b><math>a</math></b> |
|---------------|-----------------------|-----------------------|
| 1             | 0,129                 | 0,797                 |
| 2             | 0,201                 | 0,692                 |
| 3             | 0,124                 | 0,843                 |
| 4             | 0,218                 | 0,735                 |

Hagedorn (1965) relatou em seu trabalho que os autores em geral reportam o valor de 0,67 para o expoente  $a$ , variando de 0,5 a 0,75. Analisando a Tabela 3 observa-se uma faixa mais ampla, que vai de 0,269 a 0,862 onde os resultados do presente trabalho se enquadram perfeitamente.

Existe também uma faixa de operação atribuída para o coeficiente  $k$ . Wichterle (1994) afirma que essa faixa deve ser entre 0,3 e 1,2; enquanto que Mohan, Emery e Al-Hassan (1992) definem um intervalo de 0,3 a 1,5 para  $k$ , dependendo do tipo de impelidor e da superfície de transferência de calor usada. Para Debab, Chergui e Bertrand (2011) os valores de  $k$  devem estar entre 0,33 e 1,0 para processos em batelada, sendo que valores fora desse intervalo podem ser encontrados em condições especiais como sistemas em regime laminar ou ensaios com fluidos não newtonianos.

Autores como Dickey e Hicks (1976) relatam que é possível encontrar valores no intervalo de 0,35 a 39, quando o aquecimento ocorre com jaquetas ou serpentinas helicoidais. Através de uma análise da Tabela 3 notou-se uma ampla faixa para o coeficiente  $k$ , que vai de 0,016 a 34, e onde os resultados obtidos neste trabalho se inserem.

Com relação ao tipo de impelidor utilizado, todos os ensaios com impelidor radial apresentaram valores mais elevados de coeficiente de transferência de calor quando comparados com o axial, nas mesmas condições ensaiadas.

Analisando apenas o tipo de impelidor, autores como Nagata *apud* Akse *et al* (1967) revelam que os impelidores que direcionam o fluxo

perpendicularmente para a superfície de troca térmica, como é o caso do radial, apresentam resultados mais satisfatórios na transferência de calor. Nesse mesmo sentido, o trabalho Karcz (1999) mostra que a região de grande intensidade de troca térmica ocorre onde o impelidor direciona o fluxo.

Vários autores obtiveram melhores resultados com impelidores radiais. Karcz e Strek (1999) utilizaram-se de jaquetas com vapor para aquecimento de óleo. Foram feitos ensaios com impelidores do tipo axial e radial em uma faixa de Reynolds de 10.000 a 60.000 em processo contínuo. Os autores puderam constatar que com impelidor radial era possível de se encontrar uma maior transferência de calor. Da mesma forma, o trabalho de Askew e Beckmann (1965) foi realizado utilizando uma jaqueta para fornecer calor, e os autores compararam o uso de 3 tipos de impelidores, sendo 2 axiais e 1 radial. Os ensaios com o impelidor radial apresentaram coeficientes de transferência de calor maiores. Os autores afirmam ainda que o fator para transferência de calor  $jH$ , que se comporta linearmente quando colocado em gráfico com Reynolds, decresce quando se muda de impelidor radial para axial.

Perarasu, Arivazhagan e Sivashanmugam (2011) realizaram ensaios com serpentina helicoidal fazendo uso de impelidor tipo axial e radial. Os autores detectaram que quando utilizado o impelidor radial, o coeficiente de transferência de calor aumenta sempre que for elevada a admissão de calor para o sistema, porém, nos ensaios com impelidor axial o mesmo coeficiente aumenta até um determinado ponto, e depois decresce. Os autores relataram também que com impelidor radial o coeficiente de transferência de calor é superior em se comparado com o axial, nas mesmas condições de operação. Isso ocorreu em todos os ensaios, e a justificativa apresentada é que o impelidor radial promove uma turbulência melhor na direção horizontal, colaborando para uma maior homogeneização do sistema. Os experimentos realizados por Mohan, Emery e Al-Hassan (1992) também foram com serpentina helicoidal, e constataram que o coeficiente de transferência de calor depende da maneira como o fluido circula em torno da superfície da helicóide, sendo que os impulsores radiais forneceram uma distribuição do fluxo que favoreceu a troca de calor.

O impelidor axial primeiramente remete o fluxo para o fundo do tanque para depois escoar em torno da sua parede e da superfície de troca térmica de maneira ascendente. Já o radial, impulsiona uma parte do fluxo na direção perpendicular, atingindo a maior região de troca térmica, evidenciando dessa maneira a sua maior eficiência.

Com relação à superfície de transferência de calor, todos os ensaios realizados com chicanas tubulares apresentaram melhores resultados quando comparados com as serpentinas helicoidais, nas mesmas condições de operação.

A simples utilização das tradicionais chicanas que tem apenas a função de evitar a formação de vórtice, já favorece um maior rendimento na transferência de calor em um tanque. Para Reynolds acima de 400 o uso de chicanas aumenta em 37% o coeficiente de transferência de calor (BROOKS e SU *apud* HAGEDORN, 1965). Mohan, Emery e Al-Hassan (1992) discutem que o pelo fato de se utilizar chicanas é possível obter o mesmo valor de 37% para a elevação do coeficiente de transferência de calor, porém, especificamente na região da turbulência.

Segundo Seth e Stahel (1969), o coeficiente de película externo depende da geometria da superfície que transfere calor; da mesma maneira que para Cudak e Karcz (2008) a simples alteração da posição da superfície de transferência de calor já influencia em seu coeficiente. Pelo fato da chicana tubular e da serpentina helicoidal ocuparem posições bem distintas dentro do tanque e terem geometrias que diferem, é de se esperar que seus coeficientes de transferência de calor sejam diferentes.

Para Chilton, Drew e Jebens (1944) a influência do tipo de superfície de aquecimento no coeficiente de transferência de calor quase que não é percebida quando o processo ocorre em batelada, porém, em se tratando de processo contínuo, é possível observar uma variação no coeficiente em função do tipo de aquecimento.

A publicação de Kai e Shengyao (1989) mostra que os pesquisadores se utilizaram de vários tipos de impelidores para ensaios com fluidos não

newtonianos que eram resfriados por serpentinas helicoidais e chicanas tubulares, numa faixa de Reynolds entre 25 e 18.400. Nessas condições o coeficiente de transferência de calor obtido pelas serpentinas mostrou-se ligeiramente superior. Essa afirmativa difere dos resultados encontrados neste trabalho, bem como de vários outros autores. O que se percebe é que os experimentos foram realizados em condições peculiares, pois os autores trabalharam com Reynolds baixo e usaram fluidos não newtonianos, além de resfriarem a solução, sendo que na maioria dos casos estudados o processo é de aquecimento.

O fluxo de um fluido em tubos com curvaturas como uma helicóide é substancialmente diferente quando comparado com um trecho de tubulação reta devido à ação das forças centrífugas. O próprio perfil de temperatura na secção transversal do tubo tem comportamento diferente (PRABHANJAN, 2000). O autor não comparou uma serpentina helicoidal com uma chicana tubular, mas sim com um trecho reto de tubulação. Pode-se considerar que uma chicana tubular é composta de vários trechos retos, mas esta comparação não pode ser absoluta devido à turbulência que o fluxo sofre quando muda de direção nas curvas de  $180^\circ$  dentro das chicanas. Para Prabhanjan (2000) e Coronel e Sandeep (2008) o coeficiente de transferência de calor em serpentinas helicoidais é superior ao encontrado em tubos retos. Esses resultados embora possam mostrar uma tendência no que se refere à eficiência de transferência de calor, ainda não podem ser tomados como base para efeito de comparação com presente trabalho, pois para a obtenção da convecção forçada Prabhanjan (2000) não se utilizou de impelidores, mas sim de bombas centrífugas que circulavam o fluido no tanque.

Kern (1987) afirma que o uso de chicanas tubulares promove uma melhor eficiência na mistura, impactando em um coeficiente de transferência de calor mais elevado quando comparado com a serpentina helicoidal. De acordo ainda com Dostal, Petera e Rieger (2010) as áreas em torno das chicanas são regiões de alta turbulência onde são encontrados altos coeficiente de transferência de calor.

Por outro lado Ludwig (2007) disserta que os coeficientes de transferência de calor externo para as chicanas são 13% maiores quando comparados com serpentinas helicoidais, e o coeficiente de transferência de calor interno são ligeiramente inferiores, fazendo com que o coeficiente global de troca térmica em alguns casos seja praticamente o mesmo para chicanas tubulares e serpentinas helicoidais.

Os autores concordam que as diferentes superfícies de troca de calor geram coeficientes de transferência de calor distintos. Fica evidente também que a região de turbulência que uma chicana gera, favorece a troca térmica, implicando em elevado coeficiente. Embora a serpentina helicoidal tenha o componente da força centrífuga que altera o perfil de temperatura dentro do tubo facultando uma boa troca térmica, ficou perceptível que o fenômeno da elevada turbulência na região de troca de calor, prevalece sobre o mesmo, fazendo com que o uso de chicana tubular se mostre mais favorável quando comparado com a serpentina helicoidal.

## **5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES**

### **5.1. Conclusões**

Partindo dos estudos experimentais foi possível determinar os coeficientes  $k$  e  $a$  da Equação 40, obtendo-se as correlações semi-empíricas para cada ensaio conforme as Equações 50, 51, 52 e 53, permitindo o cálculo dos respectivos coeficientes externo de transferência de calor.

Os maiores coeficientes externos de transferência de calor foram obtidos quando se utilizou a chicana tubular em comparação com a serpentina helicoidal.

O impelidor radial apresentou o melhor desempenho no tocante a transferência de calor quando comparado com o axial.

Dos 4 arranjos possíveis a utilização de impelidor radial associado com chicana tubular foi o que apresentou os maiores coeficientes externo de transferência de calor.

As conclusões são válidas para um número de Reynolds na faixa de 40.000 a 170.000, em experimentos realizados exclusivamente com água e viscosidade dinâmica da ordem de 0,6 cP.

### **5.2. Sugestões**

Visando a continuidade do estudo sugere-se:

a) Trabalhar com um intervalo maior de Reynolds de maneira a distribuir mais a nuvem de pontos no gráfico de obtenção das constantes da equação de Sieder-Tate.

b) Repetir os ensaios, porém com resfriamento, de maneira a possibilitar a comparação com o aquecimento.

c) Utilizar fluidos com viscosidades mais elevadas para evidenciar melhor a influência do termo  $Vi$ .

d) Isolar termicamente o tanque para eliminar as perdas para o ambiente.

e) Realizar ensaios alterando a distância entre o impelidor e o fundo do tanque.

f) Fazer experimentos com diferentes diâmetros de impelidores para evidenciar sua influência.

g) Alterar o número de voltas e o diâmetro da serpentina helicoidal e verificar sua relação.

h) Modificar o fluido de aquecimento para vapor, buscando trabalhar com taxas mais altas de transferência de calor.

i) Realizar ensaio com serpentina espiral, possibilitando novas comparações de eficiência.

j) Ensaiar fluidos com sólidos em suspensão envolvendo transferência de calor e transferência de massa.

k) Realizar experimentos com fluidos não newtonianos.

l) Verificar a validade das equações em um tanque de maior volume.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACKLEY, E. J. **Film Coefficient of Heat Transfer for Agitated Process Vessels**, Chemical Engineering, August 22, 1960.

AERSTIN, F.; STREET, G **Applied Chemical Process Design**, New York, NY, Plenum Press, 1978.

AKSE, H. *et al* **The Local Heat Transfer at the Wall of a Large Vessel Agitated by Turbine Impellers**, Chemical Engineering Science, Volume 22, UK, Pergamon Press Ltd, 1967.

ARFELLI, S. L. **Projeto Mecânico e Análise Térmica de Tanques Cilíndricos Verticais com Agitação e Superfície de Troca de Calor**, UNESP – Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho, (tese), Bauru, SP, 2009.

ASKEW, W. S.; BECKMANN, R. B. **Heat and Mass Transfer in an Agitated Vessel**, I&EC Process Design and Development, Volume 4, N° 3, 1965.

BALAKRISHNA, M.; MURTHY, M. S. **Heat Transfer Studies in Agitated Vessels**, Chemical Engineering Science, Volume 35, Pergamon Press Ltd, 1980.

BENNETT, C. O.; MYERS, J. E. **Fenômenos de Transporte – Quantidade de Movimento, Calor e Massa**, Trad. Eduardo Lesser, 1ª edição, São Paulo, SP, McGraw-Hill do Brasil, 1978.

BONDY, F.; LIPPA, S. **Heat Transfer in Agitated Vessels**, Chemical Engineering April 4, 1983.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**, Trad. Katia Roque, 5ª edição, São Paulo, SP, McGraw-Hill, 2006.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa**, Trad. Fátima Lino, 4ª edição, São Paulo, SP, McGraw-Hill, 2011.

CHAPMAN, F. S.; HOLLAND, F. A. **Heat Transfer Correlations for Agitated Liquids in Process Vessels**, Chemical Engineering, January 18, 1965.

CHAPMAN, F. S.; HOLLAND, F. A. **Heat Transfer Correlations in Jacketed Vessels**, Chemical Engineering, February 15, 1965.

CHILTON, T. H.; DREW, T. B.; JEBENS, R. H. **Heat Transfer Coefficients in Agitated Vessels**, Industrial and Engineering Chemistry, Volume 36, 1944.

CHOPEY, N. P.; HICKS, T. G. **Handbook of Chemical Engineering Calculations**, New York, NY, McGraw-Hill, 1984.

COKER, A. K. **Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants**, 4<sup>th</sup> edition, Burlington, MA, Gulf Professional Publishing, 2007.

CORONEL, P.; SANDEEP, K. P. **Heat Transfer Coefficient in Helical Heat Exchangers under Turbulent Flow Conditions**, International Journal of Food Engineering, Volume 4, Issue 1, Berkeley Electronic Press, 2008.

COUPER, J. R. *et al* **Chemical Process Equipment – Selection and Design**, 2<sup>nd</sup> edition, Burlington, M.A., Gulf Professional Publishing, 2005.

CUDAK, M.; KARCZ, J. **Distribution of Local Heat Transfer Coefficient Values in the Wall Region of an Agitated Vessel**, Chemical Papers, Volume 62, Institute of Chemistry of the Slovak, 2008.

CUMMINGS, G. H.; WEST, A. S. **Heat Transfer Data for Kettles with Jackets and Coils**, Industrial and Engineering Chemistry, Volume 42, N<sup>o</sup> 11, 1950.

DE MAERTELEIRE, E. **Heat Transfer to a Helical Cooling Coil in Mechanically Agitated Gas Liquid Dispersions**, Chemical Engineering Science, Volume 33, Pergamon Press Ltd, 1978.

DEBAB, A.; CHERGUI, N; BERTRAND, J. **An Investigation of Heat Transfer in a Mechanically Agitated Vessel**, Journal of Applied Fluid Mechanics, Volume 4, N<sup>o</sup> 2, Issue 1, 2011.

DELAPLACE, G. *et al* **Determination of Representative and Instantaneous Process Side Heat Transfer Coefficients in Agitated Vessel Using Heat Flux Sensor**, Chemical Engineering and Processing, N° 44, Elsevier B. V., 2005.

DHOTRE, M. T.; MURTHY, Z. V. P.; JAYAKUMAR, N. S. **Modeling & Dynamic Studies of Heat Transfer Cooling of Liquids in Half Coil Jackets**, Chemical Engineering Journal, N° 118, 2006.

DICKEY, D. S.; HICKS, R. W. **Fundamentals of Agitation**, Chemical Engineering, February 2, 1976.

DOSTÁL, M.; PETERA, K.; RIEGER, F. **Measurement of Heat Transfer Coefficients in an Agitated Vessel With Tube Baffles**, Acta Polytechnica, Volume 50, N° 2, 2010.

DREAM, R. F. **Heat Transfer in Agitated Jacketed Vessels**, Chemical Engineering, January, 1999.

FRANTISAK, F.; SMITH, J. W.; DOHNAL, J. **Heat Transfer to Solid-Liquid Suspensions in an Agitated Vessel**, I&EC Process Design and Development, Volume 7, N° 2, 1968.

FRAZA, A. C.; CAMBOIM, D. C.; NASCIMENTO, L. L.; SOUZA, L. F. H.; DAINEZE, M.A. **Determinação Experimental do Coeficiente Convectivo Externo de Transferência de Calor em Tanques com Impulsores Mecânicos e Serpentina Espiral**, Santos, SP, UNISANTA, (trab. grad.), 2012.

GEANKOPLIS, C. J. **Transport Processes and Separation Process Principles**, 4<sup>th</sup> edition, New Jersey, NJ, Prentice Hall, 2009.

GOMIDE, R. **Operações Unitárias – Operações com Fluídos**, 2° edição; São Paulo/SP, 1997

HAAM, B. S. S. **Local Heat Transfer in a Mixing Vessel Using Heat Flux Sensors**, Ohio State University, (tese), USA, 1990.

HAAM, S.; BRODKEY, R. S. **Local Heat Transfer in a Mixing Vessel using a High Efficiency Impeller**, Industrial & Engineering Chemistry Research, N° 32, ACS Publication, 1993.

HAGEDORN, D. W. **Prediction of Batch Heat Transfer Coefficients for Pseudoplastics Fluids in Agitated Vessels**, Newark College of Engineering, (tese), New Jersey, USA, 1965.

HAVAS, G.; DEÁK, A.; SAWINSKY, J. **Heat Transfer Coefficients in an Agitated Vessels Using Vertical Tube Baffles**, Chemical Engineering Journal, N° 23, Elsevier Sequoia S.A., 1982.

HAVAS, G.; DEÁK, A.; SAWINSKY, J. **Heat Transfer to Helical Coil in Agitated Vessels**, The Chemical Engineering Journal, N° 35, Elsevier Sequoia, 1987.

HAVAS, G.; DEÁK, A.; SAWINSKY, J. **The Effect of the Impeller Diameter on the Heat Transfer in Agitated Vessels Provided With Vertical Tubes Baffles**, The Chemical Engineering Journal, N° 27, 1983.

JHA, R. K.; RAO, M. R. **Heat Transfer Through Coiled Tubes in Agitated Vessels**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 10, Pergamon Press Ltd, 1967.

KAI, W.; SHENGYAO, Y. **Heat Transfer and Power Consumption of Non-Newtonian Fluids in Agitated Vessels**, Chemical Engineering Science, Volume 44, N° 1, 1989.

KARCZ, J. **Studies of Local Heat Transfer in a Gas-Liquid System Agitated by Double Disc Turbine in a Slender Vessel**, Chemical Engineering Journal, N° 72, Elsevier Science S.A., 1999.

KARCZ, J.; STREK, F. **Heat Transfer in Jacketed Agitated Vessels Equipped with Non-Standard Baffles**, The Chemical Engineering Journal, N° 58, Elsevier Science S. A., 1995.

KERN, D. Q. **Processos de Transmissão de Calor**, Trad. Adir M. Luiz, Rio de Janeiro, RJ, Editora Guanabara, 1987.

KOCHEM, L. H; RECH, R **Caracterização de Fotobioreator Airlift para Produção de Microalgas**, Rio Grande do Sul, RS, DEQUI, UFRJ, (trab. grad.), 2010.

KREITH, F. **Princípios da Transmissão de Calor**, Trad. Eitaro Yamane, Otávio Silveiras e Virgílio de Oliveira, 3ª edição, São Paulo, SP, Edgard Blucher Ltda, 1977.

KUMPINSKY, E. **Heat Transfer Coefficients in Agitated Vessels. Latent Heat Models**, Industrial & Engineering Chemistry Research, ACS Publication, 1996.

LAKGHOMI, B. *et al* **Coil and Jacket's Effects on Internal Flow Behavior & Heat Transfer in Stirred Tanks**, World Academy of Science, Engineering and Technology, N° 24, 2006.

LEVENSPIEL, O. **Engenharia das Reações Químicas**, Trad. Verônica Calado, 3ª edição, São Paulo, SP, Edgard Blucher Ltda, 1999.

LEVENSPIEL, O. **Termodinâmica Amistosa para Engenheiros**, Trad. José Magnani e Wilson Salvagnini, São Paulo, SP, Edgard Blucher Ltda, 2000.

LOPES, M. D. *et al* **Comparação Experimental da Troca Térmica por Serpentina Helicoidal em tanques com Impelidores Mecânicos Tipo Radial e Axial**, UNISANTA Science and Technology, Volume 1, N° 1, 2012.

LUDWIG, E. E. **Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants**, Volume 1, 4<sup>th</sup> Edition, Houston, TX, USA, Gulf Professional Publishing Company, 2007.

LYDERSEN, A. L. **Fluid Flow and Heat Transfer**, New York, NY, John Wiley & Sons, 1979.

MOHAN, P.; EMERY. A. N.; AL-HASSAN, T. **Heat Transfer to Newtonian Fluids in Mechanically Agitated Vessels**, Experimental Thermal and Fluid Science, NY, USA, Elsevier Science Publishing Co., 1992.

NASSAR, N. N.; MEHROTRA, A. K. **Design of a Laboratory Experiment on Heat Transfer in an Agitated Vessel**, Education for Chemical Engineers, Volume 6, 2011.

NIEDZIELSKA, A.; KUNCEWICZ, C. **Heat Transfer and Power Consumption for Ribbon Impellers. Mixing Efficiency**, Chemical Engineering Science, N° 60, 2005.

OLDSHUE, J. Y. **Fluid Mixing Technology and Practice**, Chemical Engineering, June 13, 1983.

OLDSHUE, J. Y. **Fluid Mixing Technology**, New York, NY, McGraw-hill Publications Co., 1983.

OLDSHUE, J.Y.; HERBST, N.R. **A Guide to Fluid Mixing**, Rochester, NY Lightnin, 1992.

PATIL, R. K.; SHENDE, B. W.; GHOSH, P. K. **Design a Helical Coil Heat Exchanger**, Chemical Engineering, December 13, 1982.

PENNEY, W. R.; ATIEMO-OBENG, V. A. **Heat Transfer**. In: PAUL, E. L.; ATIEMO-OBENG, V. A.; KRESTA, S. M. **Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice**, Hoboken, NJ, John Wiley & Sons, 2004.

PERARASU, V. T.; ARIVAZHAGAN, M.; SIVASHANMUGAM, P. **Heat Transfer Studies in Coiled Agitated Vessel With Varying Heat Input**, International Journal of Food Engineering, Volume 7, N° 4, Berkeley Electronic Press, 2011.

PETERA, K.; DOSTÁL, M.; RIEGER, F. **Transient Measurement of Heat Transfer Coefficient in Agitated Vessel**, Department of Process Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Czech Republic, 2008.

PRABHANJAN, D. G. **Influence of Coil Characteristics on Heat Transfer to Newtonian Fluids**, Faculty of Agricultural and Environmental Sciences, McGill University, Quebec, Canada, 2000.

PRATT, N. H. **The Heat Transfer in a Reaction Tank Cooled by Means of a Coil**, Institute of Chemical Engineers, Volume 25, London, UK, 1947.

RAGURAMAN, C. M. *et al* **An Effect of Blade Geometry on Heat Transfer Performance in Stirred Vessel – Coal Water Slurry System Using Coal Gasification**, International Journal of Engineering Science and Technology, Volume 2, 2010.

RAI, C. L.; DEVOTTA, I.; RAO, P. G. **Heat Transfer to Viscous Newtonian and Non-Newtonian Fluids Using Helical Ribbon Agitator**, Chemical Engineering Journal, N° 79, Elsevier Science S. A., 2000.

ROSA, V. S. *et al* **External Coefficient of Heat Transfer by Convection in Mixed Vessels Using Vertical Tube Baffles**, Industrial & Engineering Chemistry Research, Volume 52, 2013.

RUSHTON, J. H.; LICHTMANN, R. S.; MAHONY, L. H. **Heat Transfer to Vertical Tubes in a Mixing Vessel**, Industrial and Engineering Chemistry, Volume 40, N° 6, 1948.

SETH, K. K.; STAHEL, E. P. **Heat Transfer from Helical Coils Immersed in Agitated Vessels**, Industrial & Engineering Chemistry, Volume 61, N° 6, 1969.

SHAMLOU, P. A.; EDWARDS, M. F. **Heat Transfer to Viscous Newtonian and Non-Newtonian Fluids for Helical Ribbon Mixer**, Chemical Engineering Science, Volume 41, UK, Pergamon Journals Ltd, 1986.

SINNOTT, R. K. **Coulson & Richardson's – Chemical Engineering**, Volume 6, 3<sup>rd</sup> edition, Burlington, MA, Butterworth-Heinemann, 2003.

SMITH, R. A. **Heat Transfer and Fluid Flow Service – HTFS Handbook**, SE6, Middlesbrough, UK, 1979.

STAMPER, E.; KORAL, R. **Handbook of Air Conditioning, Heating, and Ventilating**, 3<sup>rd</sup> edition, Industrial Press Inc., 1979.

STREK, F.; KARCZ, J. **Experimental Determination of the Optimal Geometry of Baffles for Heat Transfer in Agitated Vessel**, Chemical Engineering Process, N° 29, 1991.

TRIVENI, B.; VISHWANADHAM, B.; VENKATESHWAR, S. **Studies on Heat Transfer to Newtonian and Non-Newtonian Fluids in Agitated Vessel**, Heat Mass Transfer, Springer, 2008.

WICHTERLE, K. **Heat Transfer in Agitated Vessels**, Chemical Engineering Science, Volume 49, N° 9, Elsevier Science Ltd, 1994.