

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

**DANIEL LOPES MUIÑOS TORNEIROS**

**TRANSFERÊNCIA DE CALOR E POTÊNCIA CONSUMIDA NA AGITAÇÃO E  
AQUECIMENTO DE FLUIDOS NÃO NEWTONIANOS EM TANQUE EQUIPADO COM  
CHICANA TUBULAR VERTICAL**

**SANTOS/SP**

**2018**

**DANIEL LOPES MUIÑOS TORNEIROS**

**TRANSFERÊNCIA DE CALOR E POTÊNCIA CONSUMIDA NA AGITAÇÃO E  
AQUECIMENTO DE FLUIDOS NÃO NEWTONIANOS EM TANQUE EQUIPADO COM  
CHICANA TUBULAR VERTICAL**

Dissertação apresentada a Universidade Santa Cecília como parte dos requisitos para obtenção de título de mestre no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, sob a orientação do Prof. Dr. Vitor da Silva Rosa e do Prof. Dr. Deovaldo de Moraes Júnior.

**SANTOS/SP**

**2018**

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

536.25 Torneiros, Daniel Lopes Muiños.  
M921t

Transferência de calor e potência consumida na agitação e aquecimento de fluidos não newtonianos em tanque equipado com chicana tubular vertical / Daniel Lopes Muiños Torneiros - 2018.  
154p.

Orientador: Prof. Dr. Vitor da Silva Rosa  
Prof. Dr. Deovaldo de Moraes Júnior

Dissertação (Mestrado) - Universidade Santa Cecília, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Santos/SP, 2018.

1. Não newtoniano. 2. Coeficiente global de troca térmica. 3. Chicana tubular vertical. 4. Número de Nusselt. I. Rosa, Vitor da Silva, orient. II. de Moraes Júnior, Deovaldo, orient. III. Transferência de calor e potência consumida na agitação e aquecimento de fluidos não newtonianos em tanque equipado com chicana tubular vertical.

## DEDICATÓRIA

*Dedico este trabalho ao meu pai David; minha mãe Jucinéa, meu irmão David, meu avô Jaime e à minha avó Ruth (“in memoriam”), que durante toda a vida me orientaram a ser uma pessoa com princípios, fornecendo-me conforto e condições para me desenvolver em diversos aspectos. Hoje ao longo da vida, devo dedicar qualquer conquista a eles.*

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente aos meus pais, David e Jucinéa por sempre terem depositado sua confiança em mim e nunca mediram esforços para me auxiliar em qualquer tipo de necessidade. Ao meu irmão David por ter sido, durante toda minha vida, meu exemplo mais próximo de determinação. A minha companheira Nicolle Freitas, que incansavelmente proporcionou as melhores condições para que eu pudesse atingir meus objetivos.

Aos meus orientadores, Dr. Deovaldo de Moraes Júnior, que é e sempre será um exemplo de profissional íntegro e dedicado, além de também ser uma referência de idoneidade moral e Dr. Vitor da Silva Rosa, que além de orientador, é também um verdadeiro amigo que não exita em transmitir seus conhecimentos para seus alunos e colegas; ambos responsáveis pela disseminação e progresso da pesquisa científica na Universidade.

Também devo agradecer a toda equipe do Laboratório de Operações Unitárias, Dr<sup>a</sup>. Marlene Silva de Moraes e técnicos Volnei de Lemos, Irineu Penha da Ressurreição, Victor Dias de Paula e Gilmar Alcântara, fazem parte dos primeiros pilares da criação e desenvolvimento do laboratório, a Me. Nelize Coelho que me amparou durante as disciplinas realizada e as estagiárias Bianca Cruz, Maria Eugênia Mantyk, Letícia Gusmão e Clarissa Felipe que contribuíram durante a realização dos experimentos.

Agradeço também aos profissionais da Olin Corporation, Delmiro Antello, Fábio Gonzalez e Me. Natal Gaspar, que indiretamente me auxiliaram em âmbito social e técnico, com suas vastas experiências.

*“Nenhum cientista pensa com fórmulas.”*  
**Albert Einstein**

## RESUMO

O coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) é um dos principais parâmetros de projeto em uma unidade térmica, o qual é função dos Números de Reynolds e Prandtl. Entretanto, a literatura carece de informação sobre a obtenção desses parâmetros em unidades de tanques com agitação que utilizam fluidos não newtonianos, visto que a análise do escoamento proporcionado sob as complexas configurações geométricas do interior dos tanques é dispendiosa, ocasionando projetos com áreas de troca térmica superdimensionadas para assegurar a continuidade do processo. O presente estudo visou a obtenção de uma função semi-empírica para predição do Número de Nusselt ( $Nu$ ) e então avaliar a troca térmica e o consumo de potência em uma unidade equipada com um impulsor do tipo axial e um radial, além de chicanas tubulares verticais responsáveis por viabilizar o aquecimento em batelada de fluidos não newtonianos do tipo pseudoplásticos, como a carboximetilcelulose sódica e o carbopol 980; e fluidos newtonianos como sacarose e água. Os experimentos foram realizados em uma unidade em escala laboratorial, variando a taxa de cisalhamento proporcionada pela rotação do impulsor, e mensurando as temperaturas de entrada e saída do fluido quente e temperatura *bulk* do fluido frio, além da parametrização reológica dos fluidos utilizados por meio de um reômetro rotacional de cilindros concêntricos. As expressões obtidas através de regressões não lineares foram:  $Nu = 0,160Re^{0,817}Pr^{0,33}Vi^{0,14}$  para o impulsor axial e  $Nu = 0,176Re^{0,867}Pr^{0,33}Vi^{0,14}$  para o impulsor radial, apresentando um desvio médio de 6% e 11% em relação aos dados experimentais, respectivamente. Confirmou-se que o impulsor do tipo radial desempenhou um consumo de potência 71% maior do que o impulsor axial, em função da configuração de suas pás. Os dados são válidos para um escoamento com o Número de Reynolds ( $Re$ ) entre 50 e 182200, Número de Prandtl ( $Pr$ ) de 5 a 9700, Razão Viscosa ( $Vi$ ) de 0,26 a 2,56 e índice de comportamento ( $n$ ) entre 0,445 e 1,00.

**Palavras Chave:** Não newtoniano. Coeficiente global de troca térmica. Chicana tubular vertical. Número de Nusselt.

## ABSTRACT

The overall heat transfer coefficient (U) is the main design parameter for thermal units projects, which is a function of Reynolds and Prandtl numbers. However, literature lacks information on obtaining these parameters values when handling agitated tanks with non Newtonian fluids in process, since that the flow analysis at complex geometric surfaces as the tank insides is so costly, leading to oversized heat transfer units to ensure the process operations. The current study aimed to obtain a semi-empirical function to allow the prediction of Nusselt Number and then perform the evaluation of the thermal exchange and power consumption in a unit equipped with an axial and a radial impeller and also a vertical tubular baffle in charge to promote the batch heat process of non newtonian fluids like shear-thinning types as well of newtonian fluids. Experiments have been carried in a laboratory-scale unit varying the shear rate provided by the impeller rotation and measuring the inlet and outlet temperatures in the hot flow and also at the bulk side, besides the rheological standardization at the cold fluids that have been done by a concentric cylinder rheometer. The expression obtained through non-linear regressions were:  $Nu = 0.160Re^{0.817}Pr^{0.33}Vi^{0.14}$  for axial impeller and  $Nu = 0.176Re^{0.867}Pr^{0.33}Vi^{0.14}$  for radial impeller with a average deviation of 6% and 11% cross-checked with to the experimental data, respectively. It was confirmed that the radial impeller type promotes a power consumption 71% higher than the axial impeller type as resulting of it's blades configuration. These data are effective for flows with Reynolds Number (Re) between 50 and 182200, Prandtl Number (Pr) from 5 to 9700, Viscous Ratio (Vi) from 0.26 to 2.56 and behavior index (n) from 0.445 to 1.00.

**Key words:** Non Newtonian. Overall Heat transfer coefficient. vertical tubular baffles. Nusselt Number.

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1</b>	Unidade de tanque com agitação e seus principais componentes.....	35
<b>Figura 2</b>	Relações geométricas propostas por Rushton, Costich e Everett (1950): 1) Parede do tanque; 2) Nível de líquido; 3) Eixo do impulsor; 4) Chicana; 5) Impulsor mecânico do tipo turbina de 6 pás planas.....	36
<b>Figura 3</b>	Tanque de agitação / mistura: A) Impulsor do tipo axial; B) Impulsor do tipo radial ou turbina.....	37
<b>Figura 4</b>	Impulsores axiais: A) Propulsor; B) Turbina de pás inclinadas; C) Turbina de alta eficiência.....	38
<b>Figura 5</b>	Impulsores radiais: A) Turbina de pás retas B) Disco turbina com múltiplas pás C) Impulsor de pás côncavas.....	39
<b>Figura 6</b>	Impulsores radiais: A) Impulsor tipo fita dupla B) Impulsor tipo âncora.....	40
<b>Figura 7</b>	Vórtice: A) Vista lateral do tanque; B) Vista superior do tanque com os vetores tangenciais.....	41
<b>Figura 8</b>	Tanque com impulsores descentralizados: A) Eixo com inclinação; B) Eixo excêntrico.....	42
<b>Figura 9</b>	Instalação de draft tubes: A) Unidade com impulsor radial; B) Unidade com impulsor axial.....	43
<b>Figura 10</b>	Experimento de Newton da Lei da Viscosidade.....	44
<b>Figura 11</b>	Reograma de fluidos independentes do tempo: 1) Fluido newtoniano; 2) Fluido pseudoplástico; 3) Fluido dilatante; 4) Modelo de Herschel-Bulkley; 5) Plástico de Bingham.....	47
<b>Figura 12</b>	Reograma para determinação do efeito de histerese.....	49
<b>Figura 13</b>	Modelo de Rouse-Zimm (" <i>bead-spring</i> ") para fluidos viscoelásticos sob uma força cisalhante.....	50
<b>Figura 14</b>	Comparativo entre os fluidos viscoelásticos e os demais tipos reológicos.....	51
<b>Figura 15</b>	Número de potência para impulsores do tipo axial.....	54
<b>Figura 16</b>	Número de potência para impulsores do tipo radial.....	54
<b>Figura 17</b>	Curva de potência comparativa entre fluido pseudoplástico e fluido newtoniano.	58
<b>Figura 18</b>	Mecanismo de condução de calor em parede plana.....	64
<b>Figura 19</b>	Espectro de ondas eletromagnéticas.....	65
<b>Figura 20</b>	Perfil de velocidade na camada limite e transição de escoamento.....	69
<b>Figura 21</b>	Estratificação de um escoamento turbulento desenvolvido.....	69

<b>Figura 22</b>	Perturbações de fluxo oriundas de um corpo esférico.....	70
<b>Figura 23</b>	Linhas de corrente e forma de escoamento próximo ao ponto de separação da camada limite e perfil de pressão.....	71
<b>Figura 24</b>	Relação do número de Nusselt versus o número de Reynolds.....	72
<b>Figura 25</b>	Unidade experimental.....	90
<b>Figura 26</b>	Fluxograma simplificado da unidade experimental - (1) Banho ultratermostatizado; (2) Bomba para o transporte do fluido quente; (3) Válvulas de esfera para o alinhamento principal e o bypass da unidade; (4) Rotâmetro; (5) Termopar 4; (6) Chicanas tubulares verticais; (7) Termopar 2; (8) Tanque de agitação com volume de 50 litros; (9) Isolamento térmico; (10) Termopar 3; (11) Termopar 1; (12) Impulsor; (13) Motor elétrico de 2 hp em balanço; (14) Termopar 5; (15) Refervedor de 5000W.....	91
<b>Figura 27</b>	Tanque de agitação de 50 litros com isolamento térmico; b) Termopares do tipo J acoplados ao costado do tanque em diferentes cotas; c) Display digital para leitura dos termopares da temperatura bulk; d) Motor elétrico de 2 hp em balanço; e) Banho ultratermostatizado. ....	92
<b>Figura 28</b>	a) Chicana Tubular vertical; b) Impulsor axial do tipo turbina com 4 pás inclinadas a 45°; c) Impulsor radial do tipo disco turbina com 6 pás planas.....	93
<b>Figura 29</b>	Dimensões espaciais do tanque, impulsor mecânico e chicanas.....	93
<b>Figura 30</b>	a) Reômetro rotacional de cilindros concêntricos e controle de temperatura; b) Tacômetro digital; c) Dinamômetro digital.....	94
<b>Figura 31</b>	Comparativo do Número de Reynolds.....	106
<b>Figura 32</b>	Comparativo do Número de Prandtl.....	109
<b>Figura 33</b>	Comparativo da Razão Viscosa.....	110
<b>Figura 34</b>	Potência x Rotação.....	110
<b>Figura 35</b>	Comportamento dos fluidos sob agitação do impulsor axial.....	111
<b>Figura 36</b>	Comportamento dos fluidos sob agitação do impulsor radial.....	112
<b>Figura 37</b>	Número de potência x Número de Reynolds para o impulsor axial.....	113
<b>Figura 38</b>	Número de potência x Número de Reynolds para o impulsor radial.....	113
<b>Figura 39</b>	Coeficiente global de troca térmica (U) calculado para diferentes intervalos de tempo.....	114
<b>Figura 40</b>	Nusselt em função de Reynolds de Metzner e Otto para impulsor Axial.....	117
<b>Figura 41</b>	Nusselt em função de Reynolds de Calderbank e Moo-Young para impulsor Axial.....	117

<b>Figura 42</b>	Nusselt em função de Reynolds de Metzner e Otto para impulsor Radial.....	118
<b>Figura 43</b>	Nusselt em função de Reynolds de Calderbank e Moo-Young para impulsor Radial.....	118
<b>Figura 44</b>	Nusselt / (Reynolds) <sup>a</sup> em função de Prandtl de Metzner e Otto para impulsor Axial.....	119
<b>Figura 45</b>	Nusselt / (Reynolds) <sup>a</sup> em função de Prandtl de Calderbank e Moo-Young para impulsor Axial.....	120
<b>Figura 46</b>	Nusselt / (Reynolds) <sup>a</sup> em função de Prandtl de Metzner e Otto para impulsor Radial.....	120
<b>Figura 47</b>	Nusselt / (Reynolds) <sup>a</sup> em função de Prandtl de Calderbank e Moo-Young para impulsor Radial.....	120
<b>Figura 48</b>	Incremento do R <sup>2</sup> em função dos expoentes utilizadas durante a Etapa B.....	122
<b>Figura 49</b>	Nusselt / (Prandtl) <sup>b</sup> em função do Reynolds de Metzner e Otto para impulsor Axial.....	123
<b>Figura 50</b>	Nusselt / (Prandtl) <sup>b</sup> em função do Reynolds de Calderbank e Moo-Young para impulsor Axial.....	123
<b>Figura 51</b>	Nusselt / (Prandtl) <sup>b</sup> em função do Reynolds de Metzner e Otto para impulsor Radial.....	123
<b>Figura 52</b>	Nusselt / (Prandtl) <sup>b</sup> em função do Reynolds de Calderbank e Moo-Young para impulsor Radial.....	124
<b>Figura 53</b>	Incremento do R <sup>2</sup> em função dos expoentes utilizadas durante a Etapa C.....	124
<b>Figura 54</b>	Nusselt / [(Prandtl) <sup>b</sup> (Reynolds) <sup>c</sup> ] em função da Razão Viscosa de Metzner e Otto para impulsor Axial.....	126
<b>Figura 55</b>	Nusselt / [(Prandtl) <sup>b</sup> (Reynolds) <sup>c</sup> ] em função da Razão Viscosa de Calderbank e Moo-Young para impulsor Axial.....	126
<b>Figura 56</b>	Nusselt / [(Prandtl) <sup>b</sup> (Reynolds) <sup>c</sup> ] em função da Razão Viscosa de Metzner e Otto para impulsor Radial.....	127
<b>Figura 57</b>	Nusselt / [(Prandtl) <sup>b</sup> (Reynolds) <sup>c</sup> ] em função da Razão Viscosa de Calderbank e Moo-Young para impulsor Radial.....	127
<b>Figura 58</b>	Nusselt / [(Prandtl) <sup>b</sup> (Razão Viscosa) <sup>d</sup> ] em função do Reynolds de Metzner e Otto para impulsor Axial.....	128
<b>Figura 59</b>	Nusselt / [(Prandtl) <sup>b</sup> (Razão Viscosa) <sup>d</sup> ] em função do Reynolds de Calderbank e Moo-Young para impulsor Axial.....	129

<b>Figura 60</b>	Nusselt / $[(Prandtl)^b(Raz\tilde{a}o\ Viscosa)^d]$ em função do Reynolds de Metzner e Otto para impulsor Radial.....	129
<b>Figura 61</b>	Nusselt / $[(Prandtl)^b(Raz\tilde{a}o\ Viscosa)^d]$ em função do Reynolds de Calderbank e Moo-Young para impulsor Radial.....	129
<b>Figura 62</b>	Comparativo do Número de Nusselt para o impulsor axial.....	142
<b>Figura 63</b>	Comparativo do Número de Nusselt para o impulsor radial.....	142
<b>Figura 64</b>	Comparação entre os dados experimentais e os modelos propostos.....	143
<b>Figura 65</b>	Comparação entre a eficiência de troca térmica dos impulsores axial e radial.....	144

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1</b>	Correlações dimensionais fixadas por Rushton, Costich e Everett (1950)..	36
<b>Tabela 2</b>	Valores de $k_s$ para diferentes modelos de impulsores e configurações de tanque.....	58
<b>Tabela 3</b>	Valores de $B$ para diferentes impulsores aplicados a fluidos com $n > 1$ .....	61
<b>Tabela 4</b>	Valores de $B$ para diferentes impulsores aplicados a fluidos com $n < 1$ .....	62
<b>Tabela 5</b>	Expoentes da Equação 54.....	78
<b>Tabela 6</b>	Parâmetros da Equação 68.....	83
<b>Tabela 7</b>	Parâmetros da Equação 70.....	84
<b>Tabela 8</b>	Propriedades físico-químicas dos fluidos não newtonianos.....	89
<b>Tabela 9</b>	Valores das correlações geométricas aplicadas no sistema de agitação....	94
<b>Tabela 10</b>	Planejamento experimental dos ensaio de potência consumida.....	96
<b>Tabela 11</b>	Planejamento experimental dos ensaio de troca térmica.....	97
<b>Tabela 12</b>	Desvio entre as taxas de cisalhamento de Metzner e Otto e Calderbank e Moo-Young.....	107
<b>Tabela 13</b>	Viscosidade aparente média dos ensaios realizados.....	112
<b>Tabela 14</b>	Valores do coeficiente global de troca térmica ( $U$ ) discretizados para o passo de 4 minutos.....	115
<b>Tabela 15</b>	Expoentes obtidos durante a Etapa A.....	119
<b>Tabela 16</b>	Incremento do $R^2$ em função dos expoentes utilizadas durante a Etapa B..	121
<b>Tabela 17</b>	Expoentes obtidos durante a Etapa B.....	122
<b>Tabela 18</b>	Incremento do $R^2$ em função dos expoentes utilizadas durante a Etapa C.	125
<b>Tabela 19</b>	Expoentes obtidos durante a Etapa C.....	125
<b>Tabela 20</b>	Expoentes obtidos durante a Etapa D.....	128
<b>Tabela 21</b>	Expoentes obtidos durante a Etapa E.....	130
<b>Tabela 22</b>	Constantes da Equação de Nusselt.....	131
<b>Tabela 23</b>	Constantes da Equação de Nusselt provenientes da análise estatística....	136
<b>Tabela 24</b>	C.M.C. ....	154
<b>Tabela 25</b>	Carbopol 980.....	154
<b>Tabela 26</b>	Açúcar.....	154

## LISTA DE QUADROS

<b>Quadro 1</b>	Regressões matemáticas para obtenção das propriedades reológicas na temperatura de parede ( $T_w$ ).....	90
<b>Quadro 2</b>	Etapas do método da regressão múltipla não linear por análise gráfica.....	116
<b>Quadro 3</b>	Regressões obtidas durante a Etapa A para o impulsor do tipo axial e radial.....	118
<b>Quadro 4</b>	Regressões obtidas durante a Etapa B para o impulsor do tipo axial e radial.....	121
<b>Quadro 5</b>	Regressões obtidas durante a Etapa C para o impulsor do tipo axial e radial.....	124
<b>Quadro 6</b>	Regressões obtidas durante a Etapa D para o impulsor do tipo axial e radial.....	127
<b>Quadro 7</b>	Regressões obtidas durante a Etapa E para o impulsor do tipo axial e radial.....	130
<b>Quadro 8</b>	Resultados da análise estatística do sistema equipado com impulsor axial calculada pelo método de Metzner e Otto.....	132
<b>Quadro 9</b>	Resultados da análise estatística do sistema equipado com impulsor axial calculada pelo método Calderbank e Moo-Young.....	133
<b>Quadro 10</b>	Resultados da análise estatística do sistema equipado com impulsor radial calculada pelo método Metzner e Otto.....	134
<b>Quadro 11</b>	Resultados da análise estatística do sistema equipado com impulsor radial calculada pelo método Calderbank e Moo-Young.....	135
<b>Quadro 12</b>	Autores e valores encontrados para o expoente do Número de Prandtl...	136
<b>Quadro 13</b>	Resultados da análise estatística do sistema equipado com impulsor axial calculados pelo método de Metzner e Otto, utilizando o expoente do Número de Prandtl ( $c$ ) igual a 0,33.....	137

<b>Quadro 14</b>	Resultados da análise estatística do sistema equipado com impulsor axial calculados pelo método de Calderbank e Moo-Young, utilizando o expoente do Número de Prandtl <sup>(c)</sup> igual a 0,33.....	138
<b>Quadro 15</b>	Resultados da análise estatística do sistema equipado com impulsor radial calculados pelo método de Metzner e Otto, utilizando o expoente do Número de Prandtl <sup>(c)</sup> igual a 0,33.....	139
<b>Quadro 16</b>	Resultados da análise estatística do sistema equipado com impulsor radial calculados pelo método de Calderbank e Moo-Young, utilizando o expoente do Número de Prandtl <sup>(c)</sup> igual a 0,33.....	140

## LISTA DE SÍMBOLOS E SIGLAS

$A$	Área de troca térmica ou área sob cisalhamento ( $m^2$ )
$B_p$	Distância do ponto de medida da força ao centro do eixo do impulsor mecânico (m)
$B$	Coeficiente de proporcionalidade do método de Calderbank e Moo-Young (1961) (adimensional)
$C_p$	Calor específico ( $J/kg^{\circ}C$ )
$C_v$	Calor específico a volume constante ( $kcal/kg^{\circ}C$ )
$\overline{Cp_H}$	Calor específico do fluido quente na temperatura média ( $Kcal/kg^{\circ}C$ )
$D_T$	Parâmetro de Rushton - Diâmetro do tanque (m)
$D_a$	Parâmetro de Rushton - Diâmetro do impulsor (m)
$D_i$	Diâmetro interno da tubulação (m)
$D_c$	Diâmetro da helicoide para as equações 59 a 62 (m)
$d_o$	Diâmetro da heloide para as equações 59 a 62 (m)
$E$	Parâmetro de Rushton - Distancia entre o impulsor e o fundo do tanque (m)
$E_{vc}$	Energia total do volume de controle (kcal)
$E_{int.}$	Energia interna (kcal)
$E_c$	Energia cinética (kcal)
$E_p$	Energia potencial (kcal)
$F$	Força cisalhante (N)
$f_{1-2}$	Coeficiente de forma em função das emissividades e geometria dos corpos reais (adimensional)
$F_p$	Força proporcionada pelo motor em balanço do impulsor mecânico (N)
$f$	Fator de atrito de Moddy (adimensional)
$g$	Aceleração da gravidade ( $m/s^2$ )
$H$	Parâmetro de Rushton - Altura de liquido dentro do tanque (m)
$h$	Coeficiente de troca térmica ou coeficiente de película ( $W/m^2^{\circ}C$ )
$h_o$	Coeficiente de troca térmica ou coeficiente de película externo ( $W/m^2^{\circ}C$ )
$h_i$	Coeficiente de troca térmica ou coeficiente de película interno ( $W/m^2^{\circ}C$ )
$h_{io}$	Coeficiente de troca térmica ou coeficiente de película corrigido para área externa ( $W/m^2^{\circ}C$ )
$H_a$	Altura do impulsor para as equações 59 a 62 (m)
$h_e$	Entalpia de entrada do volume de controle ( $kcal/Kg$ )
$h_s$	Entalpia de saída do volume de controle ( $kcal/Kg$ )
$J$	Parâmetro de Rushton - Largura das chicanas (m)
$k_{cond}$	Condutividade térmica ( $W/m^{\circ}C$ )
$k$	Coeficiente de consistencia do modelo da Lei das Potências ( $Pa s^n$ )

$K_p$	Coeficiente de proporcionalidade da equação do Número de Potência (adimensional)
$k_s$	Coeficiente de proporcionalidade do método de Metzner e Otto (1957) (adimensional)
$k'$	Coeficiente de consistência corrigido da equação 27 ( $\text{Pa s}^n$ )
$K$	Coeficiente de proporcionalidade da equação de Nusselt (adimensional)
$L$	Parâmetro de Rushton - Comprimento das pás (m)
$L_a$	Espessura da parede na equação da condução unidirecional (m)
LMTD	Média logarítmica das diferenças de temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )
$\dot{m}_e$	Vazão mássica que entra no volume de controle (kg/h)
$\dot{m}_s$	Vazão mássica que sai no volume de controle (kg/h)
$m_{bC}$	Massa do bulk (kg)
$n$	Índice de comportamento do modelo da Lei das Potências (adimensional)
$n_w$	Índice de comportamento do modelo da Lei das Potências na condição da parede (adimensional)
$N$	Rotação do impulsor mecânico (RPM)
$P$	Potência consumida pelo impulsor mecânico (W)
PVRV	Válvula de admissão e de alívio de pressão
$\dot{Q}$	Vazão volumétrica ( $\text{m}^3/\text{h}$ )
$\dot{q}$	Fluxo de calor (W)
$q'''$	Taxa de geração de calor ( $\text{W}/\text{m}^2$ )
$q_{vc}$	Fluxo de calor no volume de controle (W)
$r_d$	Fator de resistência da troca térmica devido a incrustação ( $\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ )
$S$	Parametro do método de Calderbank e Moo-Young (1961) da equação 32 (adimensional)
$T_m$	Temperatura média do <i>bulk</i> ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_1$	Temperatura de entrada do fluido quente ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_s$	Temperatura de saída do fluido quente ( $^{\circ}\text{C}$ )
$t_b$	Temperatura bulk ( $^{\circ}\text{C}$ )
$t_b'$	Temperatura bulk discretizada no tempo $\tau'$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
$t_b''$	Temperatura bulk discretizada no tempo $\tau''$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_1'$	Temperatura do fluido quente discretizada no tempo $\tau'$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_2'$	Temperatura do fluido quente discretizada no tempo $\tau''$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
$U$	Coeficiente global de troca térmica ( $\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )
$u_{\infty}$	Velocidade de escoamento na fase livre (m/s)
$v$	Vetor velocidade (m/s)
$v_e$	Velocidade de entrada do volume de controle (m/s)
$v_s$	Velocidade de saída do volume de controle (m/s)
$W$	Parâmetro de Rushton - Altura das pás (m)

$W_{vc}$	Trabalho no volume de controle (w)
$x_c$	Comprimento crítico da camada, limite até seu descolamento (m)
$z_e$	Altura de entrada do volume de controle (m)
$z_s$	Altura de saída do volume de controle (m)

### Subscritos

$x$	Direção x ou coordenada espacial x
$y$	Direção y ou coordenada espacial y
$z$	Direção axial em coordenadas cilíndricas
$r$	Direção radial em coordenadas cilíndricas
$\rho$	Termo de pressão nas equações de campo de Navier-Stokes
$w$	Termo que está associado a condição de parede
$\theta$	Direção teta ou tangencial em coordenadas cilíndricas

### Letras gregas

$\rho$	Densidade (kg/m <sup>3</sup> )
$\mu$	Viscosidade dinâmica (Pa s)
$\mu_d$	Viscosidade dinâmica diferencial da equação 53, $\mu_d = (d\tau/dgrad\vec{v})_{grad\vec{v} \rightarrow 00}$ (Pa s)
$\mu_c$	Coeficiente do modelo de Casson (Pa s)
$\mu_w$	Viscosidade dinâmica na temperatura da parede (Pa s)
$\eta$	Viscosidade aparente de fluidos não newtonianos (Pa s)
$\eta_w$	Viscosidade aparente de fluidos não newtonianos na condição de parede (Pa s)
$\nabla$	Operador nabla
$\theta$	Tempo (min)
$\partial$	Derivada parcial
$\Phi'$	Dissipação viscosa (J/kg)
$\tau$	Tensão de cisalhamento (Pa)
$\tau_0$	Tensão de cisalhamento inicial para fluidos viscoplásticos (Pa)
$\tau_0^B$	Tensão de cisalhamento inicial para Plásticos de Bingham (Pa)
$\tau_0^H$	Tensão de cisalhamento inicial para o modelo de Herschel-Bulkley (Pa)
$\tau_0^C$	Tensão de cisalhamento inicial para o modelo de Casson (Pa)
$\dot{\gamma}$	Taxa de cisalhamento $dV_x/dy$ (s <sup>-1</sup> )
$\bar{\gamma}$	Taxa de cisalhamento média do método de Metzner e Otto (1957) (s <sup>-1</sup> )
$\sigma$	Constante de Boltzmann (4,88 10 <sup>-8</sup> kcal/h m <sup>2</sup> k <sup>4</sup> )

- $\epsilon$  Emissividade (W/m<sup>2</sup>°C)  
 $\varphi/\varphi - 1$  Termo de fases devido à concentração de sólido na solução (adimensional)

## Expoentes

- $a$  Expoente do Número de Reynolds da equação de Nusselt  
 $b$  Expoente do Número de Prandtl da equação de Nusselt  
 $c$  Expoente da Razão Viscosa da equação de Nusselt  
 $d$  Expoente de Relação Geométrica da equação de Nusselt  
 $a'$  Expoente do Número de Reynolds da equação de Nusselt da equação 54  
 $b'$  Expoente do Número de Reynolds da equação de Nusselt da equação 54  
 $c'$  Expoente do Número de Prandtl da equação de Nusselt da equação 54  
 $d'$  Expoente da Razão Viscosa da equação de Nusselt da equação 54  
 $e'$  Expoente de Relação Geométrica da equação de Nusselt da equação 54  
 $f'$  Expoente de Relação Geométrica da equação de Nusselt da equação 54  
 $g'$  Expoente do Índice de Comportamento da equação de Nusselt da equação 54  
 $a_p$  Expoente do método de Pi de Buckingham para equação do Número de Potência  
 $b_p$  Expoente do Número de Reynolds da equação do Número de Potência  
 $c_p$  Expoente do método de Pi de Buckingham para equação do Número de Potência  
 $d_p$  Expoente do Número de Froude da equação do Número de Potência  
 $e_p$  Expoente do método de Pi de Buckingham para equação do Número de Potência  
 $f_p$  Expoente de Relação Geométrica da equação do Número de Potência  
 $g_p$  Expoente de Relação Geométrica da equação do Número de Potência  
 $h_p$  Expoente de Relação Geométrica da equação do Número de Potência

## Grupos adimensionais

- $Re$  Número de Reynolds genérico para tanques,  $Re = (ND_a^2 \rho)/\mu$   
 $Re_{M.R.}$  Número de Reynolds de Metzner e Reed (1955) para tubulações,  

$$Re_{MR} = (\rho V^{2-n} D_i^n) / \left[ 8^{n-1} k \left( \frac{3n+1}{4n} \right)^n \right]$$
  
 $Re_{M.O.}$  Número de Reynolds de Metzner e Otto (1957),  $Re_{M.O.} = (N^{2-n} D_a^2 \rho) / (k (k_s)^{n-1})$   
 $Re_{C.MY.}$  Número de Reynolds de Calderbank e Moo-Young (1961),  

$$Re_{C.MY.} = [(N D_a^2 \rho (B N)^{1-n}) / k] / \left( \frac{4n}{3n+1} \right)^n$$

$Re_T$	Número de Reynolds para tubulação, $Re_T = (D_i v \rho) / \mu$
$Fr$	Número de Froude, $Fr = (D_a N^2) / g$
$\Phi$ ou $Np$	Número de potência, $Np = P / (\rho N^3 D_a^5)$
$Pr$	Número de Prandtl, $Pr = (c_p \mu) / k_{cond}$
$Pr_{M.O.}$	Número de Prandtl de Metzner e Otto (1957), $Pr_{M.O.} = (c_p k. (k_s N)^{n-1}) / k_{cond}$
$Pr_{C.MY.}$	Número de Prandtl de Calderbank e Moo-Young (1961), $Pr_{C.MY.} = [c_p k. (BN)^{n-1} / k_{cond}] / \left( \frac{3n + 1}{4n} \right)^n$
$Pr_T$	Número de Prandtl para tubulação, $Pr_T = (c_p \mu) / k_{cond}$
$Vi$	Razão viscosa, $Vi = \mu / \mu_w$
$Vi_{M.O.}$	Razão viscosa de Metzner e Otto (1957), $Vi_{M.O.} = [k. (k_s N)^{n-1}] / [k_w. (k_s w N)^{n_w-1}]$
$Vi_{C.MY.}$	Razão viscosa de Calderbank e Moo-Young (1961), $Vi_{C.MY.} = [k. (BN)^{n-1}] / [k_w. (B_w N)^{n_w-1}]$
$Nu$	Número de Nusselt, $Nu = h D / k_{cond}$
$Nu_h$	Número de Nusselt para processo de aquecimento. Equação 51
$Nu_c$	Número de Nusselt para processo de resfriamento. Equação 52

## SUMÁRIO

<b>RESUMO</b> .....	07
<b>1- INTRODUÇÃO</b> .....	29
<b>2- OBJETIVO</b> .....	31
2.1- Objetivo Geral.....	31
2.2- Objetivos Específicos.....	31
<b>3- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	32
3.1- Tanques.....	32
3.1.1- Agitação e mistura de fluidos em tanques.....	32
3.1.2- Impulsores mecânicos.....	36
3.1.3- Padrões de fluxo em tanques.....	40
3.2- Reologia.....	44
3.2.1- Fluidos newtonianos.....	44
3.2.2- Fluidos não-newtonianos.....	45
3.3- Potência.....	51
3.4- Transferência de calor.....	62
3.4.1- Condução.....	63
3.4.2- Radiação térmica.....	65
3.4.3- Convecção.....	66
3.4.4- Teoria da camada limite hidrodinâmica.....	67
3.4.5- Teoria da camada limite térmica, o Número de Nusselt e o Número de Prandtl.....	71
3.4.6- Coeficiente de película e equação de Nusselt.....	73
<b>4- MATERIAL E MÉTODOS</b> .....	88
4.1- Fluidos de processo.....	88
4.1.1- Propriedades físico-químicas.....	92
4.2- Unidade experimental, periféricos e equipamentos complementares.....	90
4.3- Experimentos de potência consumida.....	95
4.3.1- Procedimento experimental.....	95
4.3.2- Métodos de cálculo.....	96

4.4-	Experimentos de troca térmica.....	96
4.4.1-	Procedimento experimental.....	96
4.4.2-	Métodos de cálculo.....	98
4.4.2.1-	Cálculo do coeficiente de película externo ( $h_o$ ) e do Número de Nusselt (Nu).....	98
4.4.2.2-	Cálculo da razão viscosa ( $\mu/\mu_w$ ).....	103
5-	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	105
5.1-	Análise de resultados.....	105
5.2-	Análise comparativa entre os métodos de Metzner e Otto e Calderbank e Moo-Young.....	106
5.3-	Análise da potência consumida.....	110
5.4-	Análise da troca térmica.....	114
5.5-	Predição do modelo do número de Nusselt.....	116
6-	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES</b> .....	145
6.1-	Conclusões.....	145
6.2-	Sugestões.....	146
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	147
	<b>ANEXO</b> .....	154
	Anexo I - FISPQ dos Produtos Utilizados.....	154

## 1. INTRODUÇÃO

Os tanques com impulsores mecânicos são utilizados na maior parte dos processos industriais, podendo ser empregados como reatores, tanques para dissolução, misturadores de líquidos, absorvedores de gases e tanques de estocagem.

Usualmente possuem formato cilíndrico podendo variar a razão entre o diâmetro e a altura em função da operação unitária a que são submetidos; possuem chicanas adjacentes ao costado, com a finalidade de evitar a formação de vórtices otimizando a qualidade da mistura; podem possuir diversos bocais de entradas e saídas instalados em diferentes pontos, além de dispositivos de segurança como válvulas de alívio ou válvulas de admissão para evitar explosões ou implosões.

Em todos os casos, os dispositivos mais utilizados para promover o fluxo do conteúdo armazenado nos tanques são denominados impulsores mecânicos e podem variar sua geometria em função das propriedades do fluido de trabalho, operações unitárias, dimensões do tanque acoplado e direção desejada do fluxo.

A maioria dos processos que envolvem um tanque com impulsor mecânico também demanda uma operação de troca térmica, para aquecer ou resfriar o fluido armazenado. Esses processos podem ser promovidos por diferentes superfícies. As mais utilizadas no meio industrial são as jaquetas e serpentinas helicoidais por serem disponíveis na literatura diversas equações de projeto. Além destas, também utilizam-se as serpentinas espirais e as chicanas tubulares verticais.

O projeto dessas unidades supracitadas visa determinar a área de troca térmica requerida para obter a temperatura final dentro do tempo desejado. A determinação desta área está diretamente relacionada a alguns parâmetros como a média logarítmica das diferenças de temperatura entre os fluidos (LMTD), o fluxo de calor ( $\dot{q}$ ) e o coeficiente global de troca térmica (U). Sendo este último, um parâmetro que varia em função da geometria da superfície em que a troca térmica ocorre, da reologia dos fluidos, do número de fases, dos mecanismos de troca térmica envolvidos e do regime de escoamento predominante.

Atualmente o dimensionamento dessas unidades é baseado em valores tabelados para o coeficiente U, obtidos através da média de valores determinados empiricamente para fluidos newtonianos. Dessa forma, esses valores não podem ser aplicados a todos

os tipos de processos, como por exemplo no caso de fluidos não newtonianos, ocasionando desvios, tornando necessário adotar fatores de segurança que podem acarretar em unidades superdimensionadas (Carreau, Charest e Corneille, 1966).

A determinação do coeficiente  $U$  pode ser obtida através do coeficiente de película (ou de convecção) de ambos os lados (fluido térmico e fluido a ser aquecido). Entretanto a obtenção deste coeficiente para o lado com agitação (*bulk*) através das Equações constitutivas é disponível apenas para superfícies simples, como placas e tubos, diferentemente do interior de um tanque com agitação.

Além disso, os diferentes comportamentos reológicos dificultam a modelagem dos perfis hidrodinâmicos para dimensionamento do impulsor mecânico, bem como de um modelo confiável para projeto de tanques com troca térmica que devem ser levados em consideração na Equação de Nusselt.

Dessa forma, torna-se necessário realizar um estudo experimental a fim de mensurar a potência consumida e as propriedades físicas para caracterização de um modelo reológico, com este estudo é possível estabelecer um perfil hidrodinâmico, além da caracterização do processo de transferência de calor, através de diferentes superfícies de troca térmica e modelos de impelidores, para estabelecer equações empíricas que satisfaçam o fenômeno observado.

Atualmente a literatura fornece variações para a Equação de Nusselt através de um coeficiente de proporcionalidade associado aos expoentes do Número de Reynolds, do Número de Prandtl e razões geométricas particulares de cada sistema, para fluidos não newtonianos, em sua grande maioria pseudoplásticos não dependentes do tempo.

No entanto a maioria dos estudos são fundamentados através de superfícies geométricas menos complexas como as jaquetas, serpentinas helicoidais e as serpentinas espirais. Visto que as chicanas tubulares verticais possuem a vantagem de promover a troca térmica simultaneamente evitando a formação de vórtices, pois na maior parte dos casos são observados perfis de escoamento não laminar que favorecem o mecanismo de troca térmica por convecção, os estudos da aplicação e dimensionamento de unidades equipadas com esta superfície devem ser intensificados visando o aprimoramento dos processos envolvendo essa operação unitária em fluidos não newtonianos.

## 2. OBJETIVO

### 2.1 Objetivo geral

Este trabalho teve por objetivo analisar e quantificar o fenômeno de transferência de calor de fluidos não newtonianos, através de chicanas tubulares verticais em um tanque com agitação por meio de impulsor axial, com 4 pás inclinadas a 45° e um impulsor radial tipo turbina.

### 2.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos deste trabalho foram:

- a) Propor os parâmetros da Equação de Nusselt no processo de aquecimento de fluidos não newtonianos através de chicanas tubulares verticais utilizando um impulsor axial com 4 pás inclinadas a 45° e um impulsor radial tipo disco turbina com 6 pás planas, operando em batelada;
- b) Comparar a eficiência da transmissão de calor entre os impulsores utilizados;
- c) Comparar os métodos de Metzner e Otto e de Calderbank e Moo-Young para fluidos não newtonianos;
- d) Confrontar os modelos obtidos no presente estudo com modelos os previstos pela literatura;
- e) Determinar correlações para o número de potência em função do Número de Reynolds para os dois impulsores utilizando fluidos não newtonianos;
- f) Comparar a potência consumida entre os impulsores utilizados.

### **3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

#### **3.1 Tanques**

Os tanques podem ser encontrados em todos os segmentos industriais possuindo diversas funções, desde uma simples operação de matéria-prima, a qual pode ser encontrada em estado sólido, líquido ou gasoso, até operações mais complexas como mistura ou agitação e reações química e bioquímicas. Entretanto quando submetidos a processos mais nobres, como os supracitados, necessitam ser equipados com impulsores mecânicos e dispositivos que promovam troca térmica, além de um conjunto de instrumentação e uma malha de controle adequada.

Existem diversos fatores utilizados para classificação dos tanques como forma geométrica, posição, classe de pressão, temperatura e a função ou operação unitária que irá performar, sendo as principais finalidades a agitação e a mistura de fluidos.

##### **3.1.1 Agitação e mistura de fluidos em tanques**

A agitação e a mistura de fluidos em tanques possuem diversas finalidades, tais como homogeneização de substâncias (biodiesel, gasolina e óleos vegetais), diluição de soluções (soda caustica, ácido sulfúrico, polímeros e fármacos) suspensões de sólidos (transporte de minérios e cristalizadores), extração de gases (desaeradores), decantadores, reações que envolvem mecanismos de reação como hidrólise, polimerização, fermentação, cloração, ozonização, tratamento de efluentes envolvendo aeração, oxidação biológica, fermentação e promover a troca térmica de uma massa através de serpentinas ou jaquetas (McCABE, SMITH e HARRIOT, 2005).

Segundo Chhabra e Richardson (2011), muitos processos dependem intrinsecamente da efetividade da operação de agitação ou mistura. Esses termos são comumente utilizados como sinônimos, entretanto representam processos com finalidades distintas. A operação de agitação visa promover o deslocamento do fluido em um mesmo sentido, ocasionando fluxos majoritariamente tangenciais enquanto que a operação de mistura tende a proporcionar distribuições aleatórias dos fluxos entre diferentes fases, ou o mesmo fluido e diferentes temperaturas, neste caso o tanque é

usualmente munido de chicanas. Alguns autores definem mistura como o processo de redução do grau de não uniformidade ou gradiente de algum parâmetro como concentração, viscosidade, temperatura, cor.

O projeto de um tanque com agitação ou mistura é fundamentado principalmente em suas geometrias e na determinação da mínima potência requerida pelo impulsor mecânico para promover o grau de agitação ou mistura desejado. O grau de eficiência destas operações está diretamente relacionado com a qualidade da mistura ou agitação promovida no sistema.

Por esse motivo, a caracterização da fluidodinâmica e mecanismos de troca térmica em tanques têm sido o foco de muitos estudos que correlacionam regime de escoamento, tempo de mistura e consumo de energia pelo impulsor mecânico.

O parâmetro adimensional que fornece as condições do tipo de regime é o denominado Número de Reynolds. Este estabelece uma razão entre as forças inerciais por unidade de volume ( $\rho v_x \partial v_x / \partial x$ ) e as forças viscosas por unidade de volume ( $\mu \partial^2 v_x / (\partial y)^2$ ) (FREIRE, 1990).

Sabe-se que em regimes turbulentos, os fenômenos físico-químicos são alterados substancialmente. A turbulência é um estado de movimento do fluido em que a velocidade oscila ao longo do tempo e em todas as três direções no espaço. Essas flutuações refletem as complexas camadas e interações de elementos estruturais, em uma gama de formas e tamanhos como vórtices. Atualmente, não existe uma maneira totalmente aceitável de modelar os fluxos turbulentos (EDWARD, VICTOR E SUZANNE, 2004).

Existe ainda o escoamento plenamente turbulento que representa um estado caótico sob números de Reynolds elevados. Nesse regime de escoamento, as flutuações de velocidade são tão intensas que as forças de inércia superam forças viscosas. Desta forma, as forças viscosas e a difusividade molecular tornam-se insignificantes. Em fluxos totalmente turbulentos, coeficientes de arrasto (por exemplo, fatores de atrito) aproximam-se de valores constantes (SZALAI et al., 2002).

Tal característica é conhecida por otimizar os fenômenos de troca térmica, transferência de massa e mecanismos reacionais, pois reduzem a ocorrência de zonas mortas e potencializam o contato intramolecular. Contudo, o descolamento de um fluido

sob regime turbulento exige um gradiente de pressão muito maior do que seria necessário caso o mesmo escoasse em regime laminar; isto ocorre devido à quantidade de energia dissipada ser relativamente grande (FREIRE, 1990).

Entretanto a análise fluidodinâmica do escoamento em tanques com impulsores mecânicos “tanques agitados” não é simples, pois para realizar a determinação do perfil hidrodinâmico é necessário além de conhecer as propriedades físico-químicas do fluido, aplicar as Equações constitutivas da continuidade, da quantidade de movimento e da energia, conforme exibidas nas Equações 1, 2 e 3 respectivamente.

$$\frac{\partial \rho}{\partial \theta} + (\nabla \cdot \rho v) = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{Dv}{D\theta} = -\nabla p + \mu \nabla^2 v + \rho g \quad (2)$$

$$\rho C_p \frac{DT}{D\theta} = k \nabla^2 T + \mu \Phi + \beta T \frac{Dp}{D\theta} + q''' \quad (3)$$

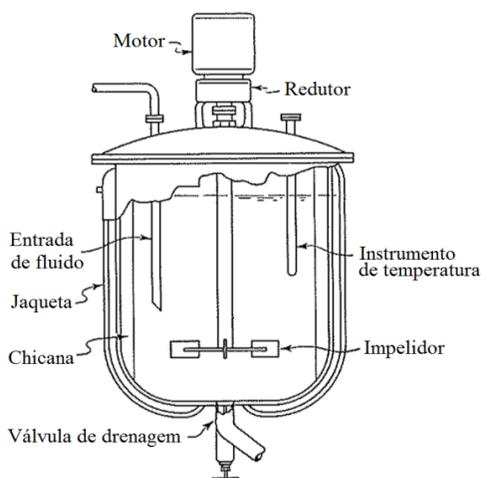
Sendo que através da resolução dessas Equações, é possível obter o perfil de velocidade e temperatura do fluido em função das 3 coordenadas espaciais e da coordenada temporal. Todavia, a resolução analítica destas Equações no processo de agitação e mistura em tanques, torna-se inviável pelo fato da complexa geometria aplicada no interior dos tanques e superfícies de troca térmica, além disso poucos termos das derivadas parciais podem ser simplificados, o que ocasiona um modelo discrepante em relação ao fenômeno real.

Atualmente esses perfis de velocidade e temperatura são obtidos por meio de análise fluidodinâmica computacional (CFD) que realiza uma solução numérica através de discretizações, fornecendo a solução das Equações 1, 2 e 3 em forma de Tabela de gradiente de cores. Após obter os dados provenientes da simulação, é necessário realizar uma validação experimental para verificar se os valores provenientes da discretização de cada variável, como por exemplo a potência consumida, o tempo de mistura e o fluxo de calor condizem com o fenômeno existente.

Uma unidade de tanque com agitação ou de mistura geralmente é composta de um tanque normalmente de formato cilíndrico e fundo curvo, a fim de evitar zonas de estagnação, ou chato com declive suave (<5%), para total drenagem do conteúdo, podendo ter seu topo aberto para atmosfera ou fechado, um impulsor mecânico acoplado

a um motor elétrico e um sistema motoredutor, juntamente a um sistema de vedação, chicanas, uma superfície de troca térmica quando necessário, uma sistema de segurança de pressão (PVRV - *Pressure Vent and Relief Valve*) quando a unidade não for atmosférica e instrumentação para controle de nível, temperatura, pressão, condutividade ou qualquer outro parâmetro que afete o processo em que a unidade é integrada. Apresenta-se na Figura 1 a configuração de um tanque com agitação e seus principais componentes (MCCABE, SMITH E HARRIOT, 2005).

Conforme dito previamente, a geometria do tanque e de seus internos (chicanas, impulsores, diâmetro interno, altura de fluido) são fatores importantes para o êxito do projeto de uma unidade de tanques com agitação ou mistura. Desta forma Rushton, Costich e Everett (1950) realizaram um estudo a fim de estipular relações entre as dimensões desses internos a fim de obter o ponto ótimo entre grau de mistura e consumo de energia.



**Figura 1 – Unidade de tanque com agitação e seus principais componentes.**

Fonte: Adaptado de MCCABE, SMITH e HARRIOT (2005).

Em seus experimentos Rushton, Costich e Everett (1950), variaram o diâmetro do impulsor ( $D_a$ ), comprimento das pás ( $L$ ), altura das pás ( $W$ ), distância entre o impulsor e o fundo do tanque ( $E$ ), altura de líquido dentro do tanque ( $H$ ) e largura das chicanas ( $J$ ), todos em função do diâmetro interno do tanque ( $D_t$ ) utilizando um tanque de fundo chato e um impulsor do tipo turbina de 6 pás planas. Mostra-se na Tabela 1 as relações de Rushton e na Figura 2 o modelo da unidade de tanque com agitação e mistura utilizado em sua pesquisa.

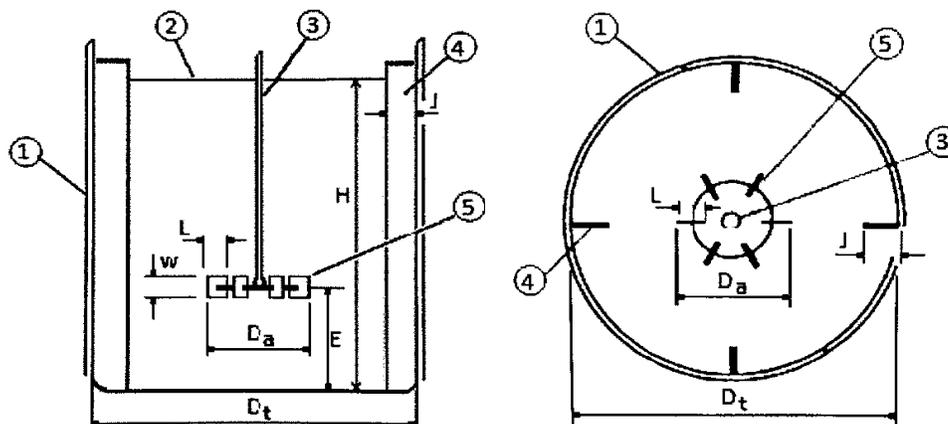


Figura 2 – Relações geométricas propostas por Rushton, Costich e Everett (1950): 1) Parede do tanque; 2) Nível de líquido; 3) Eixo do impulsor; 4) Chicana; 5) Impulsor mecânico do tipo turbina de 6 pás planas.

Fonte: MORAES JÚNIOR e MORAES (2011).

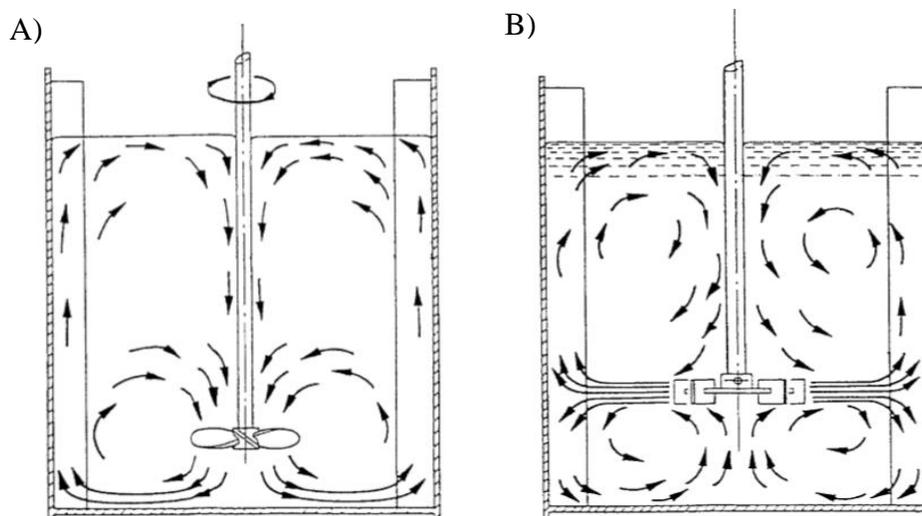
Tabela 1 – Relações dimensionais fixadas por Rushton, Costich e Everett (1950).

Relações de Rushton	
$\frac{D_a}{D_t} = \frac{1}{3}$	$\frac{H}{D_t} = 1$
$\frac{J}{D_t} = \frac{1}{10}$	$\frac{E}{D_t} = \frac{1}{3}$
$\frac{W}{D_a} = \frac{1}{5}$	$\frac{L}{D_a} = \frac{1}{4}$

Fonte: RUSHTON, COSTICH e EVERETT (1950)

### 3.1.2 Impulsores mecânicos

Os impulsores mecânicos são os principais dispositivos utilizados para promover a agitação ou mistura dentro de tanques e podem ser divididos em dois grupos, os que promovem um fluxo axial dominante na saída em relação ao eixo do impulsor, chamados de impulsores axiais, e os que proporcionam fluxos predominantemente na direção radial, chamados de impulsores radiais (MCCABE, SMITH e HARRIOT, 2005; SZALAI et al. 2002). Exibe-se na Figura 3 um modelo de impulsor axial e um impulsor radial respectivamente.



**Figura 3 – Tanque de agitação / mistura: A) Impulsor do tipo axial; B) Impulsor do tipo radial ou turbina.**

Fonte: COKER (2007)

Os impulsores também podem ser classificados de acordo com a viscosidade limite em que costumam ser usualmente aplicados. Os Impelidores do tipo axial e turbina, como os exibidos na Figura 3, apresentam boa performance, analisando grau de mistura em função da potência requerida, em fluidos de baixa e média viscosidade (1 – 10000 cP). Quando o processo envolve líquidos de viscosidade elevada (10000 – 1000000 cP) os impulsores mais recomendados são os do tipo âncora ou fita (LUDWIG, 1995).

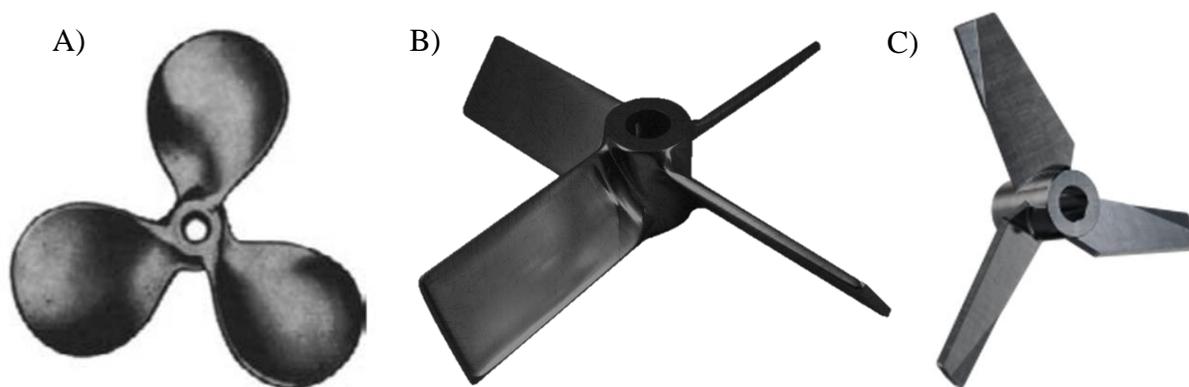
Os impulsores do tipo propulsores (*propellers*) são aplicados em líquidos de baixa viscosidade e podem operar em elevadas rotações (1150 – 1750 RPM) quando possuem pequenas dimensões e em rotações médias (400 – 800 RPM) quando aplicados em uma escala maior. Este tipo de impulsor é econômico em termos de potência, visto que promove um cisalhamento com maior facilidade devido ao ângulo de suas pás. A Figura 4A mostra um modelo de agitador do tipo propulsor (LUDWIG, 1995; MCCABE, SMITH e HARRIOT, 2005).

Assim como os demais impulsores axiais, os propulsores direcionam o fluido para baixo até o fundo do tanque onde são redirecionados em um fluxo ascendente pelo costado do tanque até retornar para o topo do impelidor, completando o ciclo. Uma revolução completa do impelidor irá movimentar o fluido a uma determinada distância axial, dependendo do ângulo das pás do impelidor. A razão dessa distância pelo diâmetro do impulsor é conhecido como passo ou “*pitch*” (MCCABE, SMITH e HARRIOT, 2005).

Os impulsores axiais também são recomendados para processos que envolvam a suspensão de sólidos devido ao fluxo predominante supracitado. Entretanto em fluidos que possuem uma viscosidade elevada, os impulsores axiais tendem a promover fluxos semelhantes aos obtidos pelos impulsores radiais (MCCABE, SMITH e HARRIOT, 2005).

Um outro tipo de impulsor axial são as turbinas de pás inclinadas  $45^\circ$  (*pitched-blade turbines*). Este tipo de impulsor é uma variação da turbina tradicional em que suas pás foram inclinadas a  $45^\circ$  a fim de promover um fluxo axial ao invés de radial, conforme visto na Figura 4B. Normalmente opera com baixas rotações e proporciona um bom deslocamento de massa (MCCABE, SMITH e HARRIOT, 2005).

Uma otimização do modelo anterior é o chamado turbina de alta eficiência (*high-efficiency turbine*). Neste caso além da inclinação das pás, também foi implementado um friso para reduzir o ângulo na ponta a fim de requerer menor potência para operar, como pode ser observado na Figura 4C. Esse modelo específico de impulsor é recomendado para fluidos de até 20000 cP, porém não são indicados para viscosidades superiores.



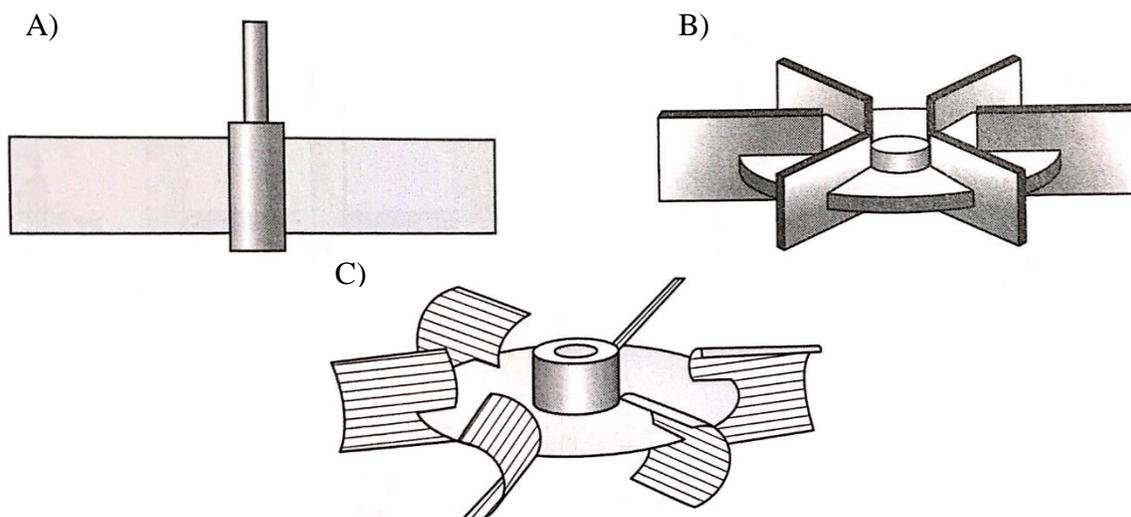
**Figura 4 – Impulsores axiais: A) Propulsor; B) Turbina de pás inclinadas; C) Turbina de alta eficiência.**

Fonte: LUDWIG (1995).

O modelo mais utilizado entre os impulsores radiais é o conhecido como turbina padrão (*standard turbine design*) ou turbina de Rushton, que consiste em uma turbina com 6 pás planas. Existem algumas variações dos impulsores do tipo turbina: A turbina de pás retas (*straight-blade turbine*), que normalmente opera com rotações entre 20 – 250 RPM, o disco turbina com múltiplas pás (*disk turbine with multiple straight blades*)

que promove uma maior taxa de cisalhamento em comparação com os demais modelos, e o impulsor de pás côncavas (*concave-blade impeller*) que requer uma potência menor para operar quando comparado com os outros modelos apresentados.

Todos os modelos mostrados visam promover a maior parte do fluxo no sentido tangencial ou radial até atingir a parede interna do tanque que então é redirecionado para cima e para baixo até retornar para o centro do impelidor. A vantagem dos impulsores radiais sobre os axiais é a capacidade de gerar maior turbulência e desta forma permitindo que operem com baixas rotações, entretanto demandam um maior consumo energético uma vez que a resistência ao movimento é maior devido à grande superfície de contato. Os impulsores radiais supracitados podem ser vistos nas Figuras 5A, 5B e 5C respectivamente.



**Figura 5 – Impulsores radiais: A) Turbina de pás retas B) Disco turbina com múltiplas pás C) Impulsor de pás côncavas.**

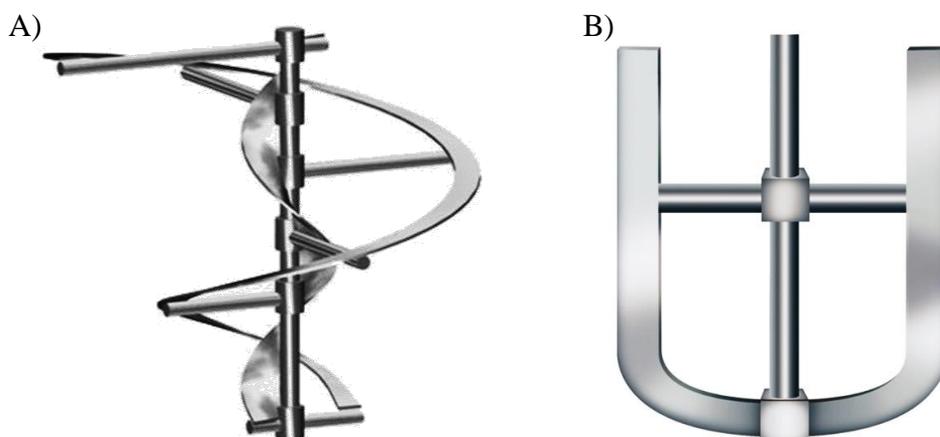
Fonte: MCCABE, SMITH e HARRIOT, (2005).

Existem diversos modelos de impulsores de fluxo radial e axial, entretanto todos possuem a mesma limitação quanto ao parâmetro viscosidade, conforme dito anteriormente. Quando a viscosidade do fluido supera os limites estabelecidos para o impulsor do tipo turbina de alta eficiência, pode-se empregar os impulsores do tipo âncora ou fita.

Um dos modelos mais eficientes é o impelidor fita dupla (*double ribbon impeller*) em que uma das fitas é responsável por carregar o fluido da superfície do tanque para a base, sendo esta normalmente a fita externa e possui um diâmetro semelhante ao

diâmetro interno do tanque, enquanto que a fita interna conduz o fluido da base para o topo. Desta forma toda a massa do tanque é movimentada. Este tipo de impulsor é aplicado em fluidos com até 25000000 cP e opera com rotações extremamente baixas (EDWARD, VICTOR e SUZANNE, 2004).

Um outro modelo de impulsor amplamente utilizado é o tipo âncora (*anchor*), este modelo promove uma boa agitação na base do tanque e no diâmetro próximo as paredes e por isso é extremamente recomendado para sistemas que são equipados com jaquetas para troca térmica. Entretanto sua capacidade de agitação e mistura é inferior a fita dupla visto que não favorece fluxos verticais. Pelo fato de serem aplicados a fluidos de elevadas viscosidade e por operarem em rotações baixas, estes modelos promovem um escoamento laminar. A Figura 6A e 6B mostra um impulsor do tipo fita dupla e um impulsor tipo âncora, respectivamente.



**Figura 6 – Impulsores radiais: A) Impulsor tipo fita dupla B) Impulsor tipo âncora.**

Fonte: LUDWIG (1995).

### **3.1.3 Padrões de fluxo em tanques**

O modo como o fluido escoa em um tanque agitado depende de diversos fatores, pode-se ressaltar principalmente o tipo de impelidor, a viscosidade do fluido e a proporção das dimensões entre o tanque e seus internos.

De modo geral a velocidade em qualquer ponto do tanque possui 4 componentes, sendo 3 delas espaciais e 1 temporal. O grau de agitação ou mistura final da operação está intimamente relacionada em como cada vetor irá contribuir ou retardar o processo. As Equações 4, 5 e 6 fornecem a quantidade de movimento em coordenadas cilíndricas

no sentido radial ( $r$ ), no sentido tangencial ou rotacional ( $\theta$ ) e no sentido axial ( $z$ ), respectivamente, sem considerar a suposição da simetria da tensão ( $\tau$ ), neste caso o tensor seria anulado ( $\tau_{\theta r} - \tau_{r\theta} = 0$ ) (BIRD, STEWART e LIGHTFOOT, 2002).

$$\rho \left( \frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_\theta^2}{r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} - \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \tau_{rr}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\tau_{\theta r}) + \frac{\partial}{\partial z} (\tau_{zr}) - \frac{\tau_{\theta\theta}}{r} \right] + \rho g_r \quad (4)$$

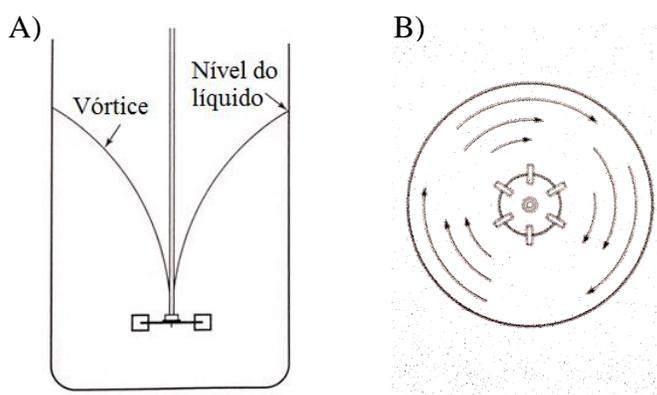
$$\rho \left( \frac{\partial v_\theta}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{v_r v_\theta}{r} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} - \left[ \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 \tau_{r\theta}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\tau_{\theta\theta}) + \frac{\partial}{\partial z} (\tau_{z\theta}) + \frac{\tau_{\theta r} - \tau_{r\theta}}{r} \right] + \rho g_\theta \quad (5)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} - \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \tau_{rz}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\tau_{\theta z}) + \frac{\partial}{\partial z} (\tau_{zz}) \right] + \rho g_z \quad (6)$$

Sendo que os termos a esquerda da igualdade representam as parcelas transiente e convectivo e os da direita os termos de pressão, difusão e forças de campo, respectivamente.

A componente radial atua perpendicularmente ao eixo do impulsor enquanto que a componente axial opera paralelamente ao eixo do impulsor. Estas duas componentes são as principais na agitação e mistura dos fluidos em tanques.

A componente tangencial ou rotacional atua por um caminho circular ao redor do eixo e é a responsável por considerar elementos estruturais como vórtices em sistemas que não sejam equipados com chicanas ou que possuam viscosidade suficiente para evitá-los. O perfil de um vórtice e os vetores tangenciais foram ilustrados por meio da Figura 7.



**Figura 7 – Vórtice: A) Vista lateral do tanque; B) Vista superior do tanque com os vetores tangenciais.**

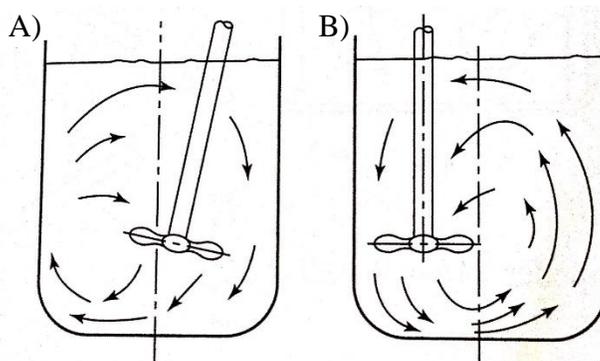
Fonte: MCCABE, SMITH e HARRIOT (2005).

Os redemoinhos formados por esse fenômeno criam uma estratificação de camadas evitando ou anulando o fluxo axial e radial. Dessa forma o surgimento de vórtices indica um baixo grau de mistura. Em sistemas que contém partículas sólidas, é possível notar que durante a existência de um vórtice, ocorre o fenômeno de concentração dos particulados na região central da base do tanque, ao invés da dispersão dos mesmos por através de todo o volume de líquido contido.

Em sistemas que não possuem nenhum dispositivo que evite o surgimento de vórtices, qualquer um dos modelos apresentados nas Figuras 4 e 5 propiciarão sua formação, causando o mesmo grau de mistura. Quando maior a rotação aplicada, maior será a depressão causada pelo vórtice, até que o impulsor seja atingido, o que ocasionará o fenômeno de aeração.

As chicanas são dispositivos instalados no interior do tanque para evitar a ocorrência de vórtices e a fim elevar a turbulência proporcionando uma melhor qualidade de mistura. As chicanas consistem de chapas instaladas diametralmente opostas, com as dimensões propostas por Rushton, apresentadas na Tabela 1 do item 3.1.1. As chapas podem ser instaladas rentes ao costado do tanque ou com espaçamento de 2% do diâmetro interno do tanque (MORAES JÚNIOR e MORAES, 2011).

Outro método utilizado para evitar a formação de vórtices, em tanques de pequeno porte, é a instalação do eixo do impulsor em ângulo ou então de maneira excêntrica. Dessa forma os fluxos tendem a se propagar conforme mostra a Figura 8.



**Figura 8 – Tanque com impulsores descentralizados: A) Eixo com inclinação; B) Eixo excêntrico.**

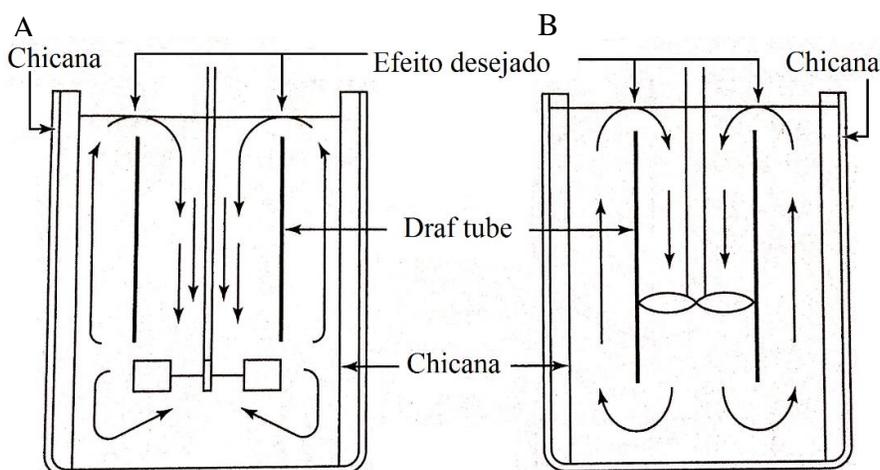
Fonte: MCCABE, SMITH e HARRIOT (2005).

O *draft tube* é um outro dispositivo interno que consiste basicamente em um tubo instalado próximo ao impulsor para que os fluxos percorram todo o volume do tanque.

Em unidades com impulsores axiais o *draft tube* é instalado rente à ponta do impulsor de modo que as correntes axiais atinjam o fundo do tanque e retornem passando pela superfície, sua instalação auxilia em processos que há a possibilidade de surgir material sobrenadante ou em processos que operem com elevada viscosidade, em que sem este dispositivo, as camadas superiores ficariam inertes ao fenômeno de mistura.

Em unidades dotadas de impulsores radiais o *draft tube* é instalado imediatamente a cima do impulsor de modo que permita o fluxo radial alcançar o costado e direcionar o fluxo ascendente para a superfície da mesma maneira que no exemplo das unidades com impulsores axiais.

Mostram-se nas Figuras 9A e 9B, unidades com *draft tube* auxiliando impulsores radiais e axiais respectivamente.



**Figura 9 – Instalação de draft tubes: A) Unidade com impulsor radial; B) Unidade com impulsor axial.**

Fonte: MCCABE, SMITH e HARRIOT (2005).

Ochieng et al. (2015) conduziram um estudo através da análise fluidodinâmica computacional a fim de verificar a influência da altura do impulsor mecânico e da presença de draft tube nos padrões de fluxo de um impulsor do tipo turbina de Rushton (6 pás planas). Os pesquisadores concluíram que ao reduzir a altura do impulsor até uma relação de  $0,15D_T$  o padrão de recirculação duplo característico do impulsor radial

era convertido em um padrão com apenas um loop de recirculação, reduzindo o tempo de mistura em 35%. Contudo, a aplicação de alturas inferiores a  $0,15D_T$  mostraram-se improdutivas em termos de otimização da mistura.

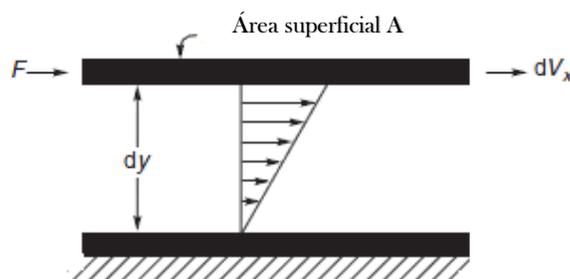
O emprego de um draft tube com diâmetro equivalente a  $0,70D_T$  nas configurações citadas, contribuiu para a existência de um padrão de fluxo similar ao conhecido para impulsores do tipo axial, otimizando o tempo de mistura em 50%.

## 3.2 Reologia

A reologia é o ramo da Física que visa analisar o comportamento de sólidos, líquidos e gases quando expostos a tensões em diferentes condições e em intervalos de tempo, viabilizando a elaboração de modelos matemáticos que descrevem os fenômenos observados através da correlação entre taxa de cisalhamento e tensões de cisalhamento aplicadas (CHHABRA e RICHARDSON, 2011; SCHRAMM, 2006; TADINI et al., 2016).

### 3.2.1 Fluidos newtonianos

Isaac Newton (1687) propôs um experimento em que duas placas planas e paralelas foram colocadas sobrepostas com uma fina camada de líquido ( $dy$ ) entre elas, sendo uma delas fixa e a outra móvel na direção  $x$ , como mostra a Figura 10.



**Figura 10 – Experimento de Newton da Lei da Viscosidade.**

Fonte: CHHABRA e RICHARDSON (2011).

Ao aplicar um cisalhamento proporcionado por uma força ( $F$ ) na direção  $x$ , Newton constatou que após um intervalo de tempo ( $dt$ ), o sistema estaria em regime permanente devido a uma força de fricção interna oposta ao sentido da força ( $F$ ).

Sendo assim, a tensão cisalhante ( $\tau$ ) obtida através da força por unidade de área, seria igual à taxa de cisalhamento no caso representada pelo gradiente de velocidade ( $dV_x$ ) perpendicular à direção do escoamento ( $dy$ ), multiplicada por uma constante de proporcionalidade ( $\mu$ ), chamada de viscosidade dinâmica. A Equação 7 representa o experimento de Newton.

$$\frac{F}{A} = \tau_{yx} = \mu \left( \frac{dV_x}{dy} \right) \quad (7)$$

Os fluidos que seguem a Lei da Viscosidade proposta por Newton são chamados de fluidos newtonianos. A viscosidade destes fluidos somente é alterada em função da temperatura.

Sendo assim, em uma mesma temperatura, a razão da tensão de cisalhamento ( $\tau$ ) pela taxa de cisalhamento ( $\dot{\gamma}$ ) permanece constante, podendo ser representada por uma reta que parte da origem. Alguns exemplos de fluidos newtonianos são: água, óleos, sacarose, mel, metais fundidos (TADINI et al., 2016). A Figura 11 exibe um reograma característico de um fluido newtoniano.

### 3.2.2 Fluidos não-newtonianos

Os fluidos que não possuem uma proporcionalidade linear entre a tensão de cisalhamento e a taxa de cisalhamento como o modelo proposto por Newton, são denominados de fluidos não-newtonianos. Nestes casos o conceito do coeficiente angular denominado viscosidade dinâmica não é aplicável.

A viscosidade dos fluidos não-newtonianos varia não somente com a temperatura, mas também é influenciada pela taxa de cisalhamento e pelo tempo de cisalhamento, esta viscosidade é denominada viscosidade aparente ( $\eta$ ).

As características reológicas dos fluidos não-newtonianos são muito distintas em cada caso. Dessa forma, esses fluidos foram categorizados em três grupos: independentes do tempo, dependentes do tempo e o viscoelásticos.

Os fluidos não-newtonianos independentes do tempo, são aqueles cuja viscosidade aparente é influenciada apenas pela temperatura e pela taxa de cisalhamento aplicada, ou seja, a tensão de cisalhamento em qualquer ponto depende

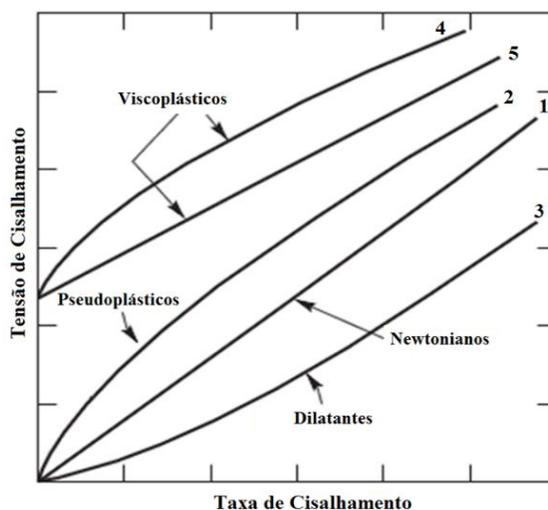
apenas da taxa de cisalhamento e vice-versa, caso o sistema possua temperatura homogênea, como mostra a Equação 8.

$$\dot{\gamma}_{yx} = f(\tau_{yx}) \quad (8)$$

Dependendo do comportamento dessa função, os fluidos não-newtonianos independentes do tempo podem ser subdivididos em três grupos: pseudoplásticos, dilatantes e viscoplásticos. Apresenta-se na Figura 11 os reogramas típicos de cada classe de fluidos independentes do tempo.

Os fluidos pseudoplásticos apresentam um decréscimo da viscosidade aparente com o incremento da taxa de cisalhamento. A maioria dos fluidos não newtonianos apresentam característica pseudoplástica, como por exemplo o polímero carboximetil celulose sódica e a maioria das polpas de frutas (CHHABRA e RICHARDSON, 2011).

Os fluidos que apresentam a tendência inversa a dos pseudoplásticos são denominados dilatantes, ou seja, sua viscosidade tende a aumentar com o incremento da taxa de cisalhamento aplicada. Um clássico exemplo desta classe de fluidos é a suspensão de amido de milho e o dióxido de titânio (CHHABRA e RICHARDSON, 2011).



**Figura 11 – Reograma de fluidos independentes do tempo: 1) Fluido newtoniano; 2) Fluido pseudoplástico; 3) Fluido dilatante; 4) Modelo de Herschel-Bulkley; 5) Plástico de Bingham.**

Fonte: Adaptado de CHHABRA e RICHARDSON (2011).

Muitos modelos foram propostos para descrever o comportamento dos fluidos pseudoplásticos e dilatantes. Entretanto o modelo mais utilizado devido à sua

simplicidade e extensa faixa de aplicação é o proposto por Ostwald e de Waele, também conhecido como modelo da Lei de Potência, apresentado pela Equação 9.

$$\tau_{yx} = k (\dot{\gamma}_{yx})^n \quad (9)$$

Este modelo possui uma faixa de aplicação de  $10^{-1} - 10^5 \text{ s}^{-1}$ . Quando o valor do índice de comportamento ( $n$ ) é menor que a unidade ( $n < 1$ ), é dito que o fluido é pseudoplástico, no caso contrário ( $n > 1$ ) o fluido é considerado um dilatante. Os fluidos com comportamento newtoniano possuem  $n = 1$ , desta forma o coeficiente de consistência ( $k$ ) é transformado em viscosidade dinâmica ( $\mu$ ), simplificando a Equação 9 na Equação 7 da Lei da Viscosidade de Newton (CHHABRA e RICHARDSON, 2011).

Os fluidos viscoplásticos são aqueles que necessitam de uma tensão inicial ( $\tau_0$ ) para escoarem. Caso a tensão aplicada não exceda o valor da tensão inicial, estes fluidos se deformarão de maneira elástica. Após exceder a tensão inicial de escoamento, os viscoplásticos podem apresentar dois comportamentos reológicos distintos.

Quando um viscoplastico possui um comportamento similar a dos fluidos newtonianos após iniciar o escoamento, estes são chamados de Plásticos de Bingham. Um exemplo de reograma desta classe reológica pode ser observado na Figura 11 através da caracterização 5. O modelo reológico destes fluidos é bastante semelhante a Lei da Viscosidade proposta por Newton, entretanto a tensão inicial ( $\tau^B_0$ ) deve ser contabilizada, conforme exibido na Equação 10. Um exemplo de fluido que pode ser representado por este modelo é a pasta de higienização dental (TADINI et al., 2016).

$$\tau_{yx} = \tau^B_0 + k \dot{\gamma}_{yx} \quad (10)$$

Existem fluidos viscoplásticos que após iniciarem o escoamento, possuem comportamento de um fluido pseudoplástico ou de um dilatante. O modelo reológico mais utilizado para este tipo de fluidos é o proposto por Winslow Herschel and Ronald Bulkley em 1926, conhecido como modelo de Herschel-Bulkley. Este modelo se assemelha ao modelo da Lei da Potência, entretanto leva em conta o valor de uma tensão inicial ( $\tau^H_0$ ), como mostrado na Equação 11. Algumas soluções poliméricas pseudoplásticas

possuem o comportamento descrito pelo modelo de Herschel-Bulkley em determinadas concentrações (TADINI et al., 2016).

$$\tau_{yx} = \tau^H_0 + k (\dot{\gamma}_{yx})^n \quad (11)$$

Existem modelos mais específicos como por exemplo o modelo de Casson, amplamente utilizado para materiais biológicos e alimentícios, principalmente sangue. A Equação 12 mostra o modelo de Casson.

$$\tau_{yx} = \sqrt{(\tau^C_0)^{0,5} + (\mu_c (\dot{\gamma}_{yx}))^{0,5}} \quad (12)$$

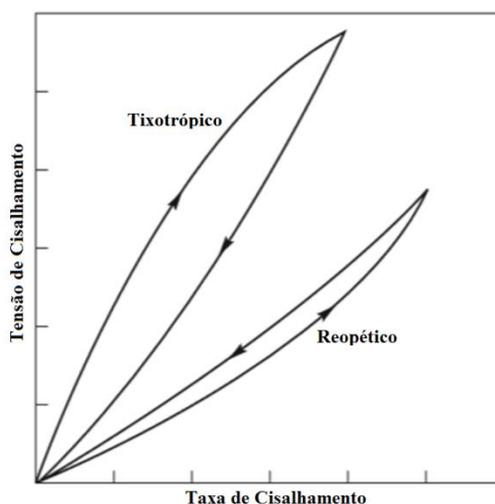
Os fluidos não-newtonianos dependentes do tempo, são aqueles que tem como principal característica a variação da viscosidade aparente em função do tempo de cisalhamento. Muitos fluidos possuem tal peculiaridade, como por exemplo: suspensão de bentonita, suspensão de lama-vermelha (resíduo da produção de alumínio), cimento e alguns materiais da indústria de alimentos. Estes fluidos têm a capacidade que retornar ao seu estado inicial após a aplicação do cisalhamento, entretanto sofrem um efeito denominado histerese.

O fenômeno da histerese pode ser visualizado com o auxílio de um reômetro. Inicialmente a amostra de fluido deve ser submetida a diferentes taxas de cisalhamento de maneira progressiva até um determinado valor, a partir deste ponto as taxas devem ser retrocedidas até o valor inicial. Desta maneira é possível notar que para uma mesma taxa de cisalhamento, a análise fornece diferentes valores de tensões de cisalhamento para a ida e para a volta. Este experimento pode ser melhor entendido com o auxílio do reograma exibido na Figura 12.

Outro experimento comumente realizado para detecção da dependência do tempo é exposição do fluido a uma constante taxa de cisalhamento e a verificação da variação da tensão correspondente com o passar do tempo.

Os fluidos dependentes do tempo são subdivididos em dois grupos, os pseudoplásticos dependentes do tempo, chamados de tixotrópicos e os dilatantes dependentes do tempo, denominados reopéticos. Quando a variação da reologia em função do tempo é pequena, o fenômeno pode ser negligenciado, a fim de simplificar os

cálculos, desta forma a Lei da Potência é adotada. Um exemplo desta classe reológica é o polímero Carbopol 940.



**Figura 12 – Reograma para determinação do efeito de histerese.**

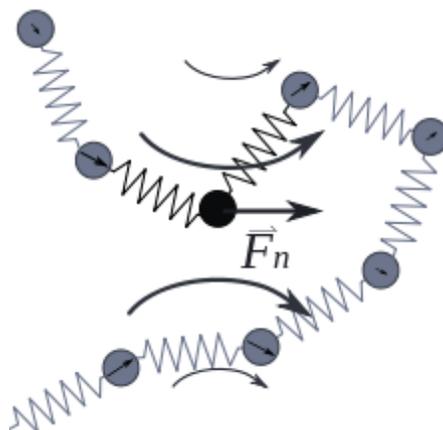
Fonte: Adaptado de CHHABRA e RICHARDSON (2011).

Contudo, existem fluidos que não permitem tal simplificação, visto que apresentam o fenômeno de histerese de maneira intensa. Este fenômeno traduz nitidamente que a estrutura do fluido sofreu alguma alteração devido ao tempo exposto a taxa de cisalhamento. É dito que este tipo de fluido sofre de quebra e reconstrução molecular durante o cisalhamento e apresenta uma estabilidade quando ambas as taxas se igualam.

Existem fluidos que apresentam comportamento tixotrópico e reopético dependendo da taxa de cisalhamento aplicada. Freundlich e Juliusburger em 1935 analisaram uma solução aquosa de gesso 42% e notaram que após submeter o material à agitação, o mesmo re-solidificava em 40 minutos, entretanto o mesmo fenômeno pode ser observado em apenas 20 segundos se o material fosse suavemente enrolado nas palmas das mãos. Isso indica que em baixas tensões de cisalhamento a reconstrução é intensificada, todavia quando o cisalhamento é acentuado, a quebra ocorre com maior intensidade (CHHABRA e RICHARDSON, 2011; TADINI et al., 2016).

Os fluidos viscoelásticos são aqueles que apresentam comportamento viscoso e elástico, desta forma podem ser descritos através da Lei de Hooke e de algum modelo reológico para predição de seus efeitos viscosos sob determinado cisalhamento.

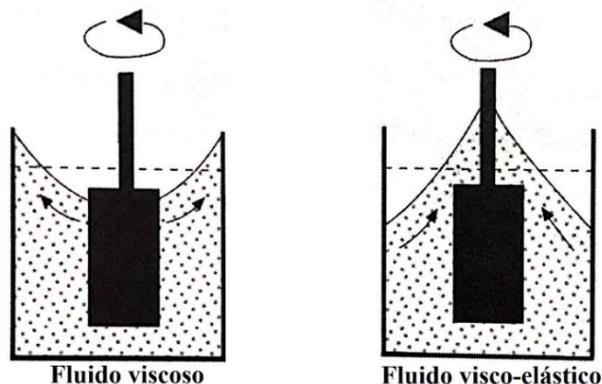
O comportamento viscoelástico pode ser explicado pelo modelo de Rouse-Zimm, denominado “*bead-spring*” (*bead*: gota, bola, formato arredondado; *spring*: mola). As bolas representam os chamados sítios de fricção e representam o componente viscoso. As molas unem estes sítios e fornecem a componente elástica intramolecular. Estas molas podem ser relacionadas com as cadeias de carbono que normalmente apresentam configuração “zigzag”, sendo assim podem ser alongadas, aumentando o ângulo de ligação e conseqüentemente a energia. Após a remoção da força cisalhante as moléculas tendem a retornar à configuração inicial de menor energia. As bolas representam os outros grupos funcionais da cadeia que não permitem tal deformação (SCHRAMM, 2006). Este modelo foi ilustrado por meio da figura 13.



**Figura 13 – Modelo de Rouse-Zimm (“*bead-spring*”) para fluidos viscoelásticos sob uma força cisalhante.**

Fonte: SCHRAMM (2006).

Assim como nos fluidos dependentes do tempo, os fluidos visco-elásticos também apresentam uma característica única em seu comportamento, o chamado efeito de Weissenberg. Este fenômeno consiste na tendência que o fluido apresenta durante a agitação de um impulsor mecânico. Os fluidos viscoelásticos se direcionam para cima do impulsor e sobe o eixo, indo contra a força centrífuga. Um exemplo prático em que este fenômeno pode ser observado é durante o preparo da massa de bolo, quando farinha de trigo e água são misturadas em uma batedeira (SCHRAMM, 2006). A Figura 14 ilustra o efeito de Weissenberg supracitado.



**Figura 14 – Comparativo entre os fluidos viscoelásticos e os demais tipos reológicos.**

Fonte: SCHRAMM (2006).

A rotação do impulsor mecânico cria camadas concêntricas de fluido que possuem sua velocidade tangencial aumentada na direção da parede. Devido ao comportamento visco-elástico, pode-se assumir que as moléculas mais afastadas do rotor possuem maior deformação, ou seja um elevado estado de energia. Desta forma a tendência normal para se atingir o equilíbrio é o movimento concomitante ao impulsor mecânico, ocasionando um aglomerado e conseqüentemente uma sobreposição.

Sendo assim o conhecimento do comportamento reológico de um fluido é de suma importância para o projeto de um tanque com agitação e troca térmica, visto que a potência requerida pelo impulsor mecânico e os mecanismos de transferência de calor estão intimamente correlacionados com os perfis hidrodinâmicos existentes na unidade. Estes itens serão abordados nos capítulos subsequentes.

### 3.3 Potência

Conforme mencionado no item 3.1.1, a determinação da potência requerida pelo motor para que o impulsor mecânico promova o grau de agitação ou mistura desejado é um dos principais objetivos do projeto de um tanque com agitação e mistura.

Sendo assim, através do teorema dos Pi de Buckingham, a potência consumida foi escrita em função de principais fatores como viscosidade, densidade, rotação, diâmetro do tanque, diâmetro do impulsor, altura e largura das pás, altura de fluido, conforme a Equação 13, para um tanque que segue as correlações instituídas por Rushton et al. em 1950 (KERN, 1950).

$$P = f(\rho, \mu, N, g, D_t, D_a, W, H) \quad (13)$$

Utilizando análise dimensional, cada termo da Equação 13 é escrito em forma de grandeza fundamental elevado a um expoente e adiciona-se uma constante de proporcionalidade ( $K$ ) além de uma outra constante que deve reduzir-se à unidade caso todas os termos selecionados integrem-se da maneira desejada, assim como exibido pelas Equações 14 e 15.

$$P = f(\rho^{a_p}, \mu^{b_p}, N^{c_p}, g^{d_p}, D_a^{e_p}, D_t^{f_p}, W^{g_p}, H^{h_p}) \quad (14)$$

$$ML^2T^{-3} = f((ML^{-3})^{a_p}, (ML^{-1}T^{-1})^{b_p}, (T^{-1})^{c_p}, (LT^{-2})^{d_p}, (L)^{e_p}, (L)^{f_p}, (L)^{g_p}, (L)^{h_p}) \quad (15)$$

Posteriormente os expoentes de cada grandeza fundamental são agrupados em forma de sistema de Equações. As Equações 16, 17 e 18 mostram os três grupos.

$$M: 1 = a_p + b_p \quad (16)$$

$$L: 2 = -3a_p - b_p + d_p + e_p + f_p + g_p + h_p \quad (17)$$

$$T: -3 = -b_p - c_p - 2d_p \quad (18)$$

Após solucionar este sistema, as séries com expoente comum são agrupados, em conjuntos adimensionais, conforme a Equação 19 (KERN, 1950; LUDWIG, 1995).

$$P = K(\rho^{1-b_p}, \mu^{b_p}, N^{3-b_p-2d_p}, g^{d_p}, D_a^{5-2b_p-d_p-f_p-g_p-h_p}, D_t^{f_p}, W^{g_p}, H^{h_p}) \quad (19)$$

A Equação 20 exhibe o resultado do agrupamento em grupos adimensionais das grandezas fundamentais utilizadas para descrever a potência consumida em um tanque.

$$\frac{P}{\rho N^3 D_a^5} = K_p \left( \frac{N D_a^2 \rho}{\mu} \right)^{-b_p} \left( \frac{D_a N^2}{g} \right)^{-d_p} \left( \frac{D_t}{D_a} \right)^{f_p} \left( \frac{W}{D_a} \right)^{g_p} \left( \frac{H}{D_a} \right)^{h_p} \quad (20)$$

O termo adimensional à esquerda da igualdade da Equação 20 é denominado número de potência ( $Np$  ou  $\Phi$ ). Neste grupo adimensional, o termo  $P$  representa a potência, ou seja, a energia por unidade de tempo dissipada no líquido. A potência elétrica para operação do motor será um valor maior do que o obtido em  $P$ , visto que existem perdas por transmissão nos rolamentos e caixas de redução (CHHABRA e RICHARDSON, 2011).

O primeiro grupo adimensional à direita da igualdade, sob o expoente “ $a$ ” representa o Número de Reynolds ( $Re$ ) para escoamento em tanques, o segundo grupo adimensional a direita, sob o expoente “ $b$ ” é denominado número de Froude ( $Fr$ ) e o terceiro termo representa diversas correlações geométricas que podem ser elevadas a diferentes expoentes, como por exemplo diâmetro do impulsor, diâmetro do tanque, largura da chicana, dimensões do impulsor e tem uma parcela pouco representativa em comparação com o número de Reynolds e Froude (COKER 2007; MORAES JÚNIOR e MORAES, 2011).

O número de Froude é um adimensional que correlaciona as forças inerciais com as forças gravitacionais. Estas somente têm representatividade durante a ocorrência de vórtices. Segundo Moraes Júnior e Moraes (2011), em sistemas equipados com chicanas, o número de Froude perde o sentido, desta forma a potência pode ser escrita apenas em função do número de Reynolds. O número de Froude também pode ser negligenciado em sistemas que expressem um número de Reynolds abaixo de 300 (CHHABRA e RICHARDSON, 2011).

Dessa forma, foram desenvolvidos gráficos que correlacionam o número de potência ( $\Phi$ ) com o número de Reynolds ( $Re$ ) em tanques equipados com chicanas e que se enquadrem nos padrões instituídos por Rushton et al..

As correlações obtidas entre o número de potência e o número de Reynolds para impulsores do tipo axial e tipo turbina de 6 pás planas, ambos propostos por Rushton et al., foram ilustradas pelas Figuras 15 e 16, respectivamente.

Analisando tais figuras, pode-se observar a existência de três zonas distintas. Quando os valores do número de Reynolds são baixos ( $< 30$ ) o regime é predominantemente laminar e o coeficiente desta curva de potência em coordenadas log-log é -1. Nesta região a mistura é lenta, sendo caracterizada predominantemente por fluidos muito viscosos. O limite desta região é denotado pelo número de potência ser inversamente proporcional ao valor do número de Reynolds. A segunda região é uma região de transição que apresenta um suave decaimento dos valores do número de potência seguido de acréscimo até a terceira região que se caracteriza por valores constantes de  $N_p$  independentemente do número de Reynolds (CHHABRA e RICHARDSON, 2011).

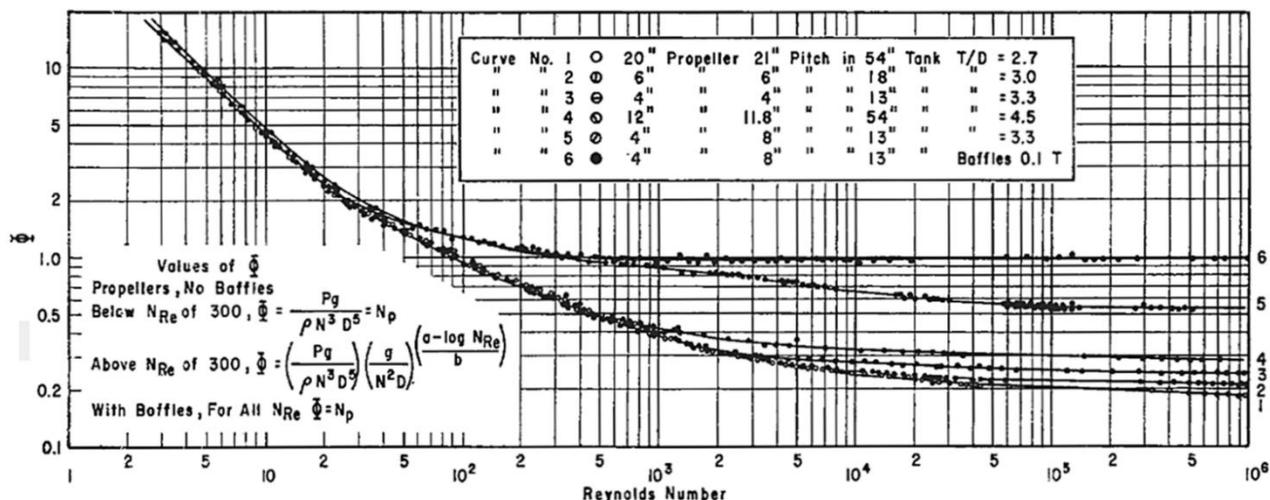


Figura 15 – Número de potência para impulsores do tipo axial.

Fonte: Coker (2007).

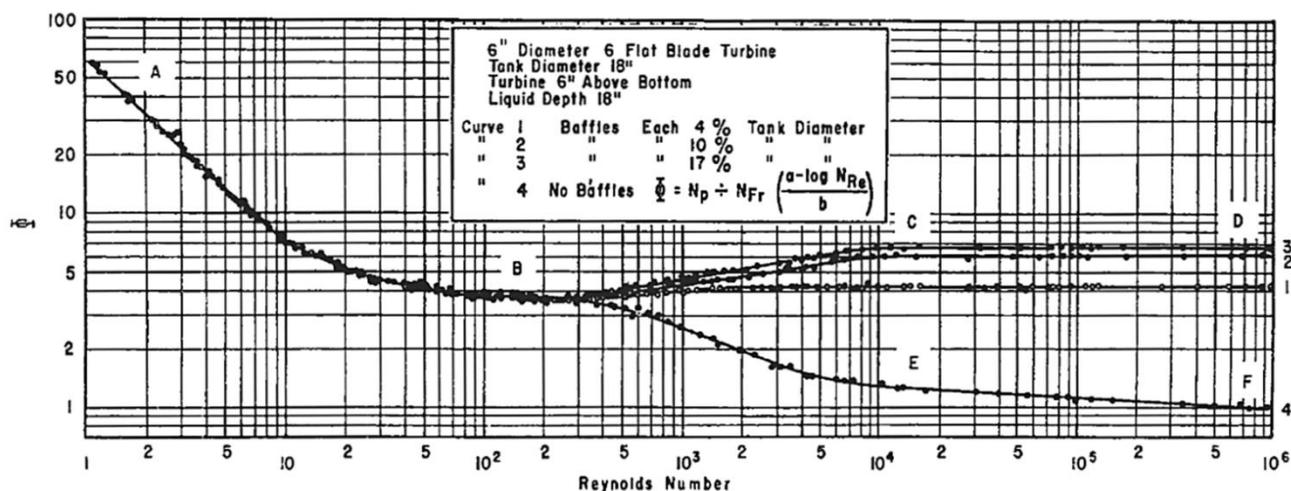


Figura 16 – Número de potência para impulsores do tipo radial.

Fonte: Coker (2007).

Sendo assim, fica evidente que o perfil de escoamento é um fator que influencia na potência consumida em um tanque com agitação. Uma vez que o número de Reynolds representa a relação entre as forças inerciais e as viscosas, a análise reológica do fluido utilizado passa a ser um fator determinante no sucesso da operação.

Visto que a maioria dos fluidos podem ser descritos pelo modelo reológico proposto por Ostwald e de Waele, o número de Reynolds passa a ser expresso pela Equação 21.

$$Re = \frac{ND_a^2 \rho}{k (\dot{\gamma})^{n-1}} \quad (21)$$

Entretanto a Equação 21 não é aplicável a projetos da engenharia visto que a determinação da taxa de cisalhamento não pode ser realizada analiticamente devido às flutuações das velocidades nas coordenadas espaciais, sendo assim as Equações da quantidade de movimento de Navier-Stokes exibidas através das Equações 4, 5 e 6 teriam que ser aplicadas, o que implicaria em simulações utilizando CFD e conseqüentemente na validação dos dados. Este processo seria extremamente dispendioso com potencial de não ser representativo frente ao real fenômeno.

Deste modo, Metzner e Otto (1957) realizaram um estudo para correlacionar a taxa de cisalhamento com a rotação do impulsor mecânico. O Estudo foi conduzido em tanques com diâmetro interno de 6,0; 8,2; 11,6 e 22,0 in. e impulsores do tipo turbina de 6 pás planas com diâmetro de 2, 4, 6 e 8 in. respectivamente, obtendo uma relação  $D_a/D_T$  de 0,33 – 0,75. Todos os tanques, com exceção do menor, foram equipados com 4 chicanas diametralmente opostas com largura de 0,10  $D_T$ . Os fluidos utilizados foram soluções poliméricas de carboximetil celulose sódica, Carbopol e Attasol. Todos os fluidos apresentaram um comportamento reológico descrito pela Lei da Potência, sendo considerados independentes do tempo nas condições aplicadas no estudo. A caracterização reológica foi realizada com o auxílio de um viscosímetro rotacional de Stormer e um viscosímetro capilar similar do modelo de Cannon Fenske.

Os resultados de seus experimentos puderam estabelecer uma correlação linear entre a rotação do impulsor mecânico e a taxa de cisalhamento através de um coeficiente angular denominado  $K_s$ . Entretanto, em tanques com impulsores mecânicos a taxa de cisalhamento decai de forma expressiva no sentido radial ao se afastar do impulsor, sendo assim a viscosidade de um pseudoplástico tende a aumentar no mesmo sentido. Este perfil de escoamento dificulta a realização de uma análise precisa. Por este motivo, a taxa de cisalhamento obtida através do método foi considerada a taxa de cisalhamento média do escoamento. Desta forma, adota-se a taxa de cisalhamento média como o valor para todo o sistema na devida rotação. Esta função pode ser observada na Equação 22 (HOLLAND e CHAPMAN, 1966).

$$N k_s = \overline{(\dot{\gamma})} \quad (22)$$

Substituindo a taxa de cisalhamento média obtida por Metzner e Otto na Equação do número de Reynolds para tanques com fluidos que seguem a Lei da Potência (Equação 21), obteve-se a Equação 23.

$$Re_{M.O.} = \frac{N^{2-n} D_a^2 \rho}{k (k_s)^{n-1}} \quad (23)$$

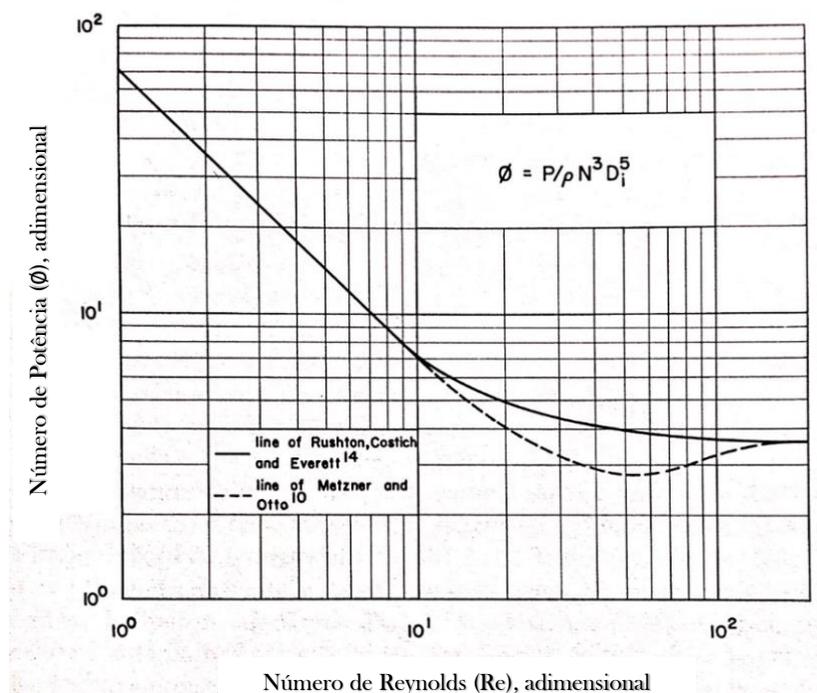
Magnusson (1952) propôs um método para calcular a viscosidade aparente de fluidos não-newtonianos em tanques com agitação a partir da curva de potência de fluidos newtonianos, este foi o método utilizado por Metzner e Otto para obtenção do coeficiente  $K_s$ . Holland e Chapman (1966) detalharam este método, que consiste basicamente em:

- 1- Selecionar a configuração geométrica do tanque que se deseja obter os dados de taxa de cisalhamento e a curva de potência;
- 2- Determinar experimentalmente a relação do número de potência ( $Np$ ) em função do número de Reynolds ( $Re$ ) para um fluido newtoniano na configuração selecionada;
- 3- Determinar experimentalmente a potência ( $P$ ) para o fluido não-newtoniano desejado, nas mesmas rotações ( $N$ ) utilizadas no item anterior. Ressaltando que a reologia do fluido deve permitir que a Lei da Potência seja aplicada;
- 4- Calcular o número de potência ( $Np$ ) para cada rotação ( $N$ ) utilizada nos itens anteriores;
- 5- Aplicar os valores de número de potência ( $Np$ ) do item 4 no diagrama elaborado no item 2 e obter os valores correspondentes do número de Reynolds ( $Re$ ) para fluidos newtonianos;
- 6- Calcular a viscosidade aparente do fluido não-newtoniano ( $\eta$ ) para cada rotação ( $N$ ), conhecendo o valor do número de Reynolds ( $Re$ ), da densidade ( $\rho$ ) e do diâmetro do impulsor ( $Da$ );
- 7- Plotar os valores calculado da viscosidade aparente ( $\eta$ ) em função da rotação utilizada ( $N$ );
- 8- Determinar experimentalmente a correlação entre viscosidade aparente ( $\eta$ ) e taxa de cisalhamento ( $\dot{\gamma}$ ) com o auxílio de um reômetro ou viscosímetro;

- 9- Plotar os valores obtidos no passo 8 de maneira linearizada (coordenadas log-log);
- 10-Através dos diagramas de viscosidade aparente ( $\eta$ ) em função da rotação ( $N$ ), obtido no passo 7 e do diagrama de viscosidade aparente ( $\eta$ ) em função da taxa de cisalhamento ( $\dot{\gamma}$ ) obtidos no passo 9, realizar uma correlação da rotação ( $N$ ) com a taxa de cisalhamento ( $\dot{\gamma}$ ) para cada valor de viscosidade aparente ( $\eta$ );
- 11-Plotar a correlação obtida no passo 10;
- 12-Obter o valor do coeficiente angular da reta média da função obtida no passo 11, sendo este o fator de proporcionalidade ( $k_s$ );
- 13-Listar os valores do número de potência ( $Np$ ) para cada rotação ( $N$ ) a cima do regime laminar;
- 14-Obter o valor da taxa de cisalhamento ( $\dot{\gamma}$ ) para cada rotação ( $N$ ) através do coeficiente de proporcionalidade ( $k_s$ );
- 15-Listar os valores de viscosidade aparente ( $\eta$ ) para cada rotação ( $N$ ) acima do regime laminar, a partir da plotagem do passo 9;
- 16-Calcular o número de Reynolds para cada viscosidade aparente ( $\eta$ ) obtida no passo 15;
- 17-Estender os valores da curva de potência além do regime laminar através dos valores dos números de potência obtidos no passo 13 e dos valores de número de Reynolds obtidos no passo 16.

O resultado do passo 17 pode ser observado na Figura 17 que representa o comparativo dos valores do número de potência e número de Reynolds obtidos para fluidos pseudoplásticos determinados por Metzner e Otto newtonianos e para fluidos newtonianos por Rushton, Costich e Everett (1950).

Entretanto, para realizar este estudo, Metzner e Otto adotaram algumas premissas: I - o índice de comportamento ( $n$ ) do modelo da Lei da Potência foi considerado constante, frente que a variação deste parâmetro com as taxas de cisalhamento não foi significativa; II – Admitiram que não haveria o descolamento da camada limite em contato com a geometria do impulsor mecânico e III – a variação da taxa de cisalhamento ocorreu apenas em função da rotação do impulsor mecânico.



**Figura 17 – Curva de potência comparativa entre fluido pseudoplástico e fluido newtoniano.**

Fonte: Adaptado de CHHABRA e RICHARDSON (2011).

Outros valores de  $k_s$  para diferentes configurações podem ser encontrados na Tabela 2.

**Tabela 2 – Valores de  $k_s$  para diferentes configurações geométricas em tanques.**

Impulsor Mecânico	Chicana	Dt/Da	N (Hz)	Ks (n<1)
Turbina com 6 pás planas	4 W/Dt = 0,10	1,30 - 5,50	0,05 - 1,5	11,5 ± 1,5
Turbina com 6 pás planas	- -	1,30 - 5,50	0,18 - 0,54	11,5 ± 1,4
Turbina dupla com 6 pás planas	4 W/Dt = 0,10	3,50	0,14 - 0,72	11,5 ± 1,4
Turbina com 6 pás 45°	4 W/Dt = 0,10	1,33 - 3,00	0,21 - 0,26	13 ± 2,0
Turbina com 6 pás 45°	4 W/Dt = 0,10	1,33 - 3,00	1,00 - 1,42	13 ± 2,0
Propulsor marítimo de 3 pás	4 W/Dt = 0,10	1,67	0,16 - 0,60	10,0
Propulsor marítimo duplo de 3 pás	- -	1,40 - 3,00	0,16 - 0,40	10 ± 0,9
Propulsor marítimo de 4 pás	4 W/Dt = 0,10	2,13	0,05 - 0,61	10,0
Turbina com 2 pás planas	4 W/Dt = 0,10	2,00 - 3,00	0,16 - 1,68	10,0
Âncora	- -	1,02	0,34 - 1,00	11 ± 5,0
Impulsor cônico	4 W/Dt = 0,08	1,92 - 2,88	0,34 - 1,00	11 ± 5,0

Fonte: Adaptado de CHHABRA e RICHARDSON (2011).

A proposta de Metzner e Otto foi amplamente aceita, uma vez que reduz substancialmente a complexidade do escoamento no campo tridimensional de um tanque com agitação e independe das dimensões do tanque e visto que é baseado em proporcionalidade geométrica, o que facilita projetos de scale-up (HARNBY, EDWARDS e NIEMOW, 1985). Entretanto, a terceira premissa adotada é constantemente questionada visto que há coerência em dizer que o coeficiente  $k_s$  também deve ser função da reologia do fluido. Skelland (1967) afirma que a constante  $k_s$  nem sempre deve produzir uma única curva de potência para uma ampla faixa de índice de comportamento do fluxo da Lei da Potência, sugerindo assim que  $k_s$  seja uma função de  $n$ .

No entanto, Aubin et al. (2000) alegaram que o coeficiente  $k_s$  possui uma dependência pouco significativa do índice de comportamento  $n$ . Tanguy, Thibault e De La Fuente (1966) realizaram o estudo do consumo de potência em impulsores do tipo âncora durante a homogeneização de fluidos não-newtonianos e constatou que a constante  $k_s$  não varia representativamente com o índice da Lei de Potência ( $n$ ).

Em 1961, Calderbank e Moo-Young realizaram um estudo a fim de propor uma relação entre a rotação e a taxa de cisalhamento, considerando a reologia do fluido. Os pesquisadores utilizaram tanque com diâmetro interno ( $D_t$ ) de 7, 10, 15 e 25 in; impulsores do tipo turbina de pás inclinadas, disco turbina de 6 pás planas, turbina de 2 pás planas (paddle), propulsores de 3 e 4 pás e o tipo âncora. Os fluidos utilizados foram, carboximetil celulose sódica, argila, óleo combustível e glicerina.

Inicialmente foi proposto uma correlação entre o regime de escoamento, caracterizado pelo número de Reynolds, para fluidos não-newtonianos em tanques com o proposto por Metzner e Reed (1955) para tubulações. O modelo pode ser visto através da Equação 24.

$$Re_{MR} = \frac{\rho V^{2-n} D_t^n}{8^{n-1} k \left( \frac{3n+1}{4n} \right)^n} \quad (24)$$

O modelo apresentado na Equação 24 consiste basicamente da aplicação do modelo reológico da Lei da Potência na Equação padrão do número de Reynolds, em que a taxa de cisalhamento para um fluido newtoniano (Equação 25) é corrigida como visto nas equações 26 e 27.

$$\dot{\gamma} = \frac{4\dot{Q}}{\pi r^3} \quad (25)$$

$$\dot{\tau} = k' \left( \frac{4\dot{Q}}{\pi r^3} \right)^{n'} \quad (26)$$

$$k' = k \left( \frac{3n+1}{4n} \right)^n \quad (27)$$

Desta forma a viscosidade aparente para um fluido que segue a Lei da Potência, escoando através de uma tubulação pode ser escrita por meio da Equação 28.

$$\eta = \frac{k}{\left(8 \frac{v}{D_i}\right)^{1-n}} \left( \frac{3n+1}{4n} \right)^n \quad (28)$$

Analogamente, o Número de Reynolds da Equação 23 pode ser reescrito conforme a Equação 29.

$$Re = \frac{N D_a^2 \rho (8N)^{1-n}}{k} \left( \frac{4n}{3n+1} \right)^n \quad (29)$$

Generalizando a Equação 29, foi obtido um modelo para o regime de escoamento, conforme a Equação 30, de tal forma que o parâmetro  $B$  é uma função da taxa de cisalhamento e da reologia do fluido aplicado ao processo.

$$Re_{C.MY.} = \frac{N D_a^2 \rho (B N)^{1-n}}{k} \left( \frac{4n}{3n+1} \right)^n \quad (30)$$

Sendo possível obter uma Equação para taxa de cisalhamento média do escoamento de um fluido não-newtoniano em um tanque com agitação, como mostra a Equação 31

$$\dot{\gamma} = B N \left( \frac{4n}{3n+1} \right)^{\frac{n}{1-n}} \quad (31)$$

O parâmetro  $B$ , apresentado por Calderbank e Moo-Young, pode ser associado com a correlação geométrica da razão entre o diâmetro interno do tanque ( $D_t$ ) e o diâmetro do impulsor mecânico ( $D_a$ ), representada pela letra  $S$  como pode ser observado pela Equação 32.

$$B = \frac{S^2}{S^2 - 1} \quad (32)$$

Em resumo, para fluidos que apresentam comportamento reológico pseudoplástico ou Binghamiano, submetidos à agitação com impulsores que apresentem a correlação  $S > 1,5$ ; o parâmetro  $B$  pode ser considerado 11 para os impulsores do tipo axial de pás inclinadas e 11,6 para os do tipo radial turbina, apresentando um erro de  $\pm 10\%$ .

Os fluidos com comportamento reológico dilatante agitados com impulsores de 4 pás em tanques com chicanas de largura igual a 10% do diâmetro interno do tanque e que apresentem o parâmetro  $S < 3$ ; o parâmetro  $B$  é expresso através da Equação 33, apresentando erro de  $\pm 15\%$ .

$$B = \frac{22S^2}{S^2 - 1} \quad (33)$$

Particularmente, os impulsores do tipo âncora com o parâmetro  $S < 1,4$  quando aplicados a fluidos com comportamento reológico pseudoplástico, apresentam o parâmetro  $B$  expresso através da Equação 34, apresentando erro de  $\pm 10\%$ .

$$B = 9,5 + \frac{9S^2}{S^2 - 1} \quad (34)$$

Os valores de  $B$  obtidos por Calderbank e Moo-Young podem ser encontrados na Tabela 3 e 4, divididos em função do valor do índice de comportamento ( $n$ ) e do valor do parâmetro  $S$ .

**Tabela 3 – Valores de  $B$  para diferentes impulsores aplicados a fluidos com  $n > 1$ .**

Fluidos não newtonianos com $n > 1$ Impulsor Mecânico	S			
	1.50	2.00	2.13	3.00
Turbina com 6 pás planas	50	34.5	25.5	-
Axial de 2 pás inclinado tipo Paddle	-	27	22.5	-
Propulsor marítimo de 4 pás	-	-	-	23.5

Fonte: CALDERBANK e MOO-YOUNG (1961).

Tabela 4 – Valores de  $B$  para diferentes impulsores aplicados a fluidos com  $n < 1$ .

Fluidos não newtonianos com $n < 1$ Impulsor Mecânico	S				
	>1.5	1.184	1.111	1.072	1.047
Âncora	19	39	51.5	71.5	84
Tubina com 6 pás planas	11.6	-	-	-	-
Axial de 2 pás inclinado tipo Paddle	10	-	-	-	-
Propulsor marítimo de 3 pás	10	-	-	-	-
Propulsor marítimo de 4 pás	11	-	-	-	-
Cilindros	12.56	-	-	-	-

Fonte: CALDERBANK e MOO-YOUNG (1961).

Comparando os resultados obtidos pelo método apresentado por Metzner e Otto na Tabela 2, em que o valor de  $k_s$  para impulsores do tipo turbina com 6 pás planas foi equivalente a 11,5 com os resultados atingidos por Calderbank e Moo-Young, em que o parâmetro  $B$  para as mesmas condições equivale 11, nota-se que a diferença de 4,5% obtida no cálculo da taxa de cisalhamento é irrelevante quando aplicado a projetos de engenharia, porém quando aplicados, sob as mesmas rotações o valor do Número de Reynolds é 15% superior quando aplicado o método proposto por Metzner e Otto.

Durante uma pesquisa envolvendo a troca térmica de fluidos não-newtoniano, Triveni et al. (2009) compararam os dois métodos supracitados e observaram um desvio que variou de 12,2% a 21,8% utilizando uma gama de fluidos obtendo certa variação do índice de comportamento  $n$  de 0,1 a 0,9.

### 3.4 Transferência de calor

A ciência termodinâmica lida com a transferência e o rearranjo de energia através da matéria. A transferência de calor é uma área da termodinâmica que estuda especificamente as taxas com que o calor é permutado (KERN, 1950).

O estado físico de um corpo está diretamente correlacionado com a energia armazenada em seu interior e esta energia pode ser traduzida em temperatura, que por definição representa o nível de agitação entre as moléculas.

Em um sólido a energia não é suficiente para que os átomos ou moléculas movimentem-se com maior liberdade, sendo assim são caracteristicamente rígidos. Um líquido, entretanto, já possui a energia necessária para que suas moléculas possuam

maior liberdade e por isso ajustam-se a diferentes volumes; a mesma coisa ocorre com o estado gasoso em um nível energético mais elevado, e neste estado físico inclusive, é possível realizar a compressão das moléculas devido ao espaço entre ela.

A mudança de estado físico é um tema chave no estudo da transferência de calor, pois as propriedades físicas são alteradas não somente com a mudança de temperatura, mas principalmente quando há mudança de fase.

Dependendo do processo, a mudança de estado pode ou não ser vantajosa, por exemplo em aquecedores isotérmicos a vapor saturado, o projeto consiste em dimensionar uma determinada área de troca térmica para que o fluido frio seja aquecido até que a fonte quente reduza sua energia atingindo o ponto de condensação. Este fenômeno é desejado visto que a condensação é um processo exotérmico e o calor liberado é conhecido como calor latente. Em bombeamentos de líquidos através de bombas centrífugas, a mudança de fase é um fenômeno indesejado, pois promove o processo de cavitação, que consiste na ebulição do fluido em zonas de baixa pressão do rotor e em seguida a condensação súbita do mesmo em zonas de maior pressão, este processo ocasiona microfissuras no rotor, causando o desbalanceamento do conjunto.

A transferência de calor pode ocorrer por meio de três mecanismos distintos: condução, radiação térmica e convecção. Normalmente em processos industriais as operações de troca térmica ocorrem através da associação de dois ou dos três mecanismos (KERN, 1950).

### 3.4.1 Condução

O mecanismo de troca térmica chamado condução ocorre pela transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas pela agitação molecular durante a sua interação, como por exemplo paredes de alvenaria, tubulações, chapas de aço e moléculas dos fluidos de processo no estado líquido ou gasoso (KERN, 1950; ÇENGEL e BOLES, 2013).

Ilustra-se na Figura 18 o mecanismo de condução em uma parede de espessura  $L$  sendo que a face esquerda possui uma temperatura mais elevada ( $T_1$ ) do que a face direita ( $T_2$ ).

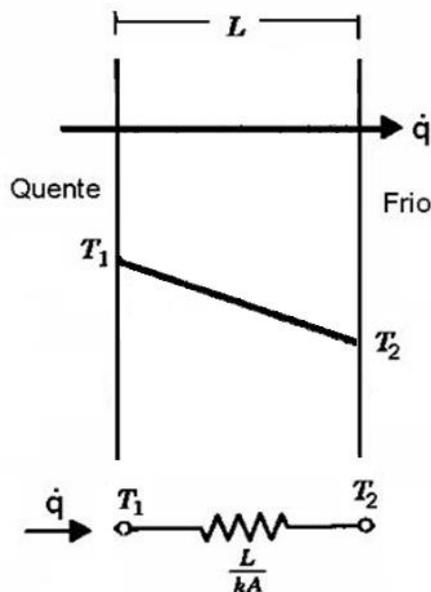


Figura 18 – Mecanismo de condução de calor em parede plana.

Fonte: KERN (1950).

A Equação 35, proposta por Fourier (1822), descreve o fenômeno observado em fluxo unidirecional e regime permanente.

$$d\dot{q} = k_{cond} A \left( -\frac{dt}{dL_a} \right) \quad (35)$$

O termo  $d\dot{q}$  representa o fluxo de calor obtido no processo, a razão  $dt/dL_a$  é o gradiente de temperatura e possui um sinal negativo quando se assume que em  $L_a = 0$  a temperatura é menor do que  $L_a = L$  e a associação dos termos  $[L/(k_{cond} A)]$  é denominada de resistência térmica.

Sendo assim, o fluxo de calor é proporcional à área exposta ( $A$ ) e à diferença de temperatura ( $dt$ ) passando por uma espessura ( $dL_a$ ). O coeficiente de proporcionalidade  $k_{cond}$  é chamado de condutividade térmica e seu valor determina se o material é um condutor ou um isolante térmico através da razão entre o fluxo de calor e o produto da diferença de temperatura ao longo de uma determinada distância pela área exposta.

A Equação 35 também pode ser escrita em termos de superfícies com geometria cilíndrica ou esféricas, como se pode observar através das Equações 36 e 37 respectivamente.

$$\dot{q} = \frac{2 \pi k L a}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} (T_1 - T_2) \quad (36)$$

$$\dot{q} = \frac{4 \pi k}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}} (T_1 - T_2) \quad (37)$$

Em sistemas que possuem uma baixa espessura entre a fonte aquecedora e o corpo receptor, como por exemplo tanques com agitação e troca térmica equipados com serpentinas, helicóides ou chicanas tubulares confeccionadas com material altamente condutivo, o fenômeno de condução pode ser negligenciado (KERN, 1950).

### 3.4.2 Radiação térmica

O processo pelo qual o calor é transmitido sem o auxílio de um meio interveniente entre a fonte quente e o receptor frio, ocorrendo apenas devido à emissão de ondas eletromagnéticas, é denominado radiação térmica. Sendo assim, a radiação é o único mecanismo de transferência de calor que pode ocorrer no vácuo, assim como o sol aquece o planeta terra (ÇENGEL e BOLES, 2013).

A energia radiante é descrita parcialmente como onda eletromagnética e parcialmente como fóton, assim como as ondas de rádio, luz e raio-X. Do ponto de vista da teoria eletromagnética pode-se afirmar que a radiação viaja à velocidade da luz ( $c$ ), entretanto do ponto de vista quântico, a energia na verdade é transportada por fótons que viajam à velocidade da luz (KREITH,1977). As ondas eletromagnéticas englobam diferentes tipos de radiação, que se diferem pela forma como estas são produzidas. A faixa de comprimento de ondas que diz respeito a radiação térmica varia de 0,1 a 100  $\mu\text{m}$  conforme a Figura 19.

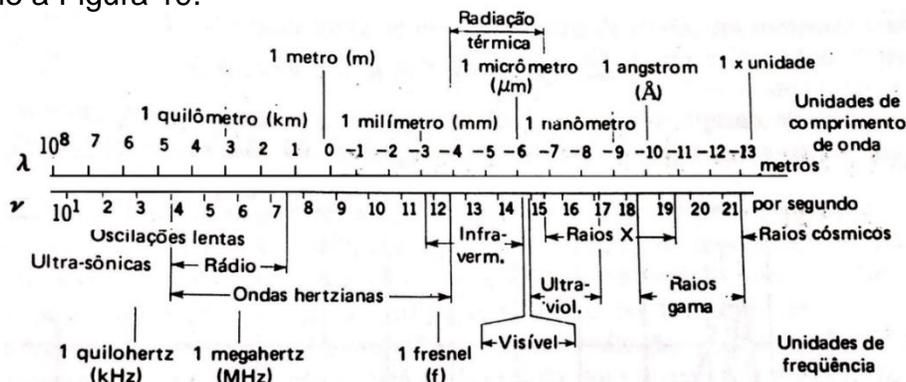


Figura 19 – Espectro de ondas eletromagnéticas.

Fonte: KREITH (1977).

Toda matéria com temperatura acima do zero absoluto emite radiação térmica, entretanto este fenômeno só é significativo na engenharia em temperaturas acima de 500°C.

Stefan e Boltzmann propuseram em 1884 uma equação baseada na segunda lei da termodinâmica para obter o fluxo de calor através da radiação (Equação 38).

$$d\dot{q} = \sigma \epsilon dA T^4 \quad (38)$$

Em que o fluxo de calor  $d\dot{q}$  é proporcional à área exposta ( $A$ ), à temperatura absoluta do corpo emissor ( $T$ ), à constante de Boltzmann ( $\sigma$ ) que vale  $4,88 \cdot 10^{-8}$  Kcal/hm<sup>2</sup>k<sup>4</sup> e à emissividade ( $\epsilon$ ), similar à condutividade térmica para a condução, que representa a razão entre a capacidade de emissão de um corpo real e um corpo negro (ideal) (KERN, 1950).

Em casos que nenhum dos corpos sejam irradiadores perfeitos, o termo da emissividade é substituído por um coeficiente de forma ( $f_{1-2}$ ) que adequa a Equação 38 em função das emissividades e geometria dos corpos reais. Desta forma o fluxo de calor através da radiação térmica pode ser obtido através da Equação 39 (KREITH,1977).

$$\dot{q} = \sigma A_1 f_{1-2} (T_1^2 - T_2^2) \quad (39)$$

### 3.4.3 Convecção

Assim como na condução, a convecção necessita de um meio material para promover a troca térmica. Entretanto, este se difere pelo fato do meio não ser sólido e consiste na transferência de calor entre porções com diferentes temperaturas de um meio gasoso ou líquido através da movimentação da massa.

A convecção pode ocorrer de duas maneiras: espontaneamente, da mesma forma que as correntes de ar são formadas no planeta Terra ou então uma panela com água sobre uma chama, as camadas inferiores mais próximas da fonte quente irão se aquecer mais rápido e desta forma reduzir sua densidade, sendo assim esta porção de fluido tende a deslocar-se para as regiões superiores de menor temperatura. A troca de calor que ocorre durante o processo de ascensão do fluido, é chamada de convecção natural ou livre. Em tanques com impulsores mecânicos o fenômeno de convecção é

intensificado através do movimento induzido do fluido, este processo é denominado convecção forçada (KREITH,1977).

O fluxo de calor promovido pela convecção forçada e natural pode ser descrito através da Equação 40, proposta por Isaac Newton em 1701. Nota-se que há uma similaridade entre esta Equação e a proposta posteriormente por Fourier para a condução; em que a condutividade térmica ( $k$ ) foi substituído por um coeficiente denominado coeficiente de troca térmica ou coeficiente de película ( $h$ ).

$$d\dot{q} = h A dt \quad (40)$$

O fenômeno da convecção depende intimamente do mecanismo de escoamento, esta dependência está embutida na Equação 40 através do coeficiente de troca termica ou coeficiente de película ( $h$ ), que na verdade representa uma complexa função das propriedades térmicas do meio, da geometria do sistema e do escoamento do fluido, sendo representado pelo número de Reynolds ( $Re$ ) na convecção forçada e pelo Numero de Grashof ( $Gr$ ) na convecção natural e pode ser explicado através da teoria da camada limite (KREITH,1977).

#### **3.4.4 Teoria da camada limite hidrodinâmica**

Até o final do século XIX, a mecânica dos fluidos apresentava grande discrepância entre as soluções das Equações de Navier-Stokes e os experimentos realizados. Isso era decorrente de simplificações realizadas nos cálculos dos termos difusivos e convectivos.

Durante os escoamentos com elevados valores para o Número de Reynolds, os termos difusivos eram desconsiderados, visto que a velocidade era considerada o principal elemento para resolução matemática. Entretanto, ao realizar tais simplificações, visando obter equações derivadas de primeira ordem, as equações deixavam de apresentar sentido físico, ocasionando desvios.

No início do século XX foi determinado, através de considerações teóricas e experimentos práticos, que durante o fluxo de um fluido ao longo de uma superfície, as partículas localizadas na “vizinhança” da superfície são desaceleradas devido às forças viscosas. Pode-se dizer que as partículas imediatamente próximas à superfície possuem velocidade zero em relação ao meio livre. Desta forma, origina-se um gradiente de

velocidade ao longo da seção, ocasionando o cisalhamento ao longo das camadas do fluido. Tal fenômeno pode ser observado no experimento da Lei de Newton da Viscosidade.

O efeito oriundo das forças viscosas se estende apenas a uma pequena distância da superfície, e a porção de fluido sob o efeito deste gradiente é chamada de camada limite hidrodinâmica; sua espessura pode ser grosseiramente definida como a distância da superfície em que a velocidade de escoamento alcança 99% da velocidade livre ( $u_\infty$ ). As partículas que se encontram externas a esta zona possuem velocidade do escoamento livre e os efeitos viscosos são considerados desprezíveis (SIEDER e TATE, 1936; BENNETT e MYERS, 1974).

O conceito de camada limite foi determinado por Ludwig Prandtl em 1904 para descrever a região de contato entre um fluido em movimento relativo a um sólido. Esta teoria permite a resolução das equações da quantidade de movimento (Navier-Stokes) por meio de simplificações através de análises de ordens de grandeza. A teoria é de grande importância para caracterização do escoamento ao redor de corpos aerodinâmicos ou no interior de canais, tubos, tanques e outros equipamentos aplicados nos processos industriais e visa fornecer Equações matematicamente mais simples que as de Navier-Stokes porém que descrevam, com maior precisão, o escoamento dos fluidos não desprezando os efeitos convectivos ou difusivos (FREIRE, 1990).

A Figura 20, apresentada por Frank Kreith (1977), exemplifica de maneira didática a teoria da camada limite. O exemplo consiste em um escoamento de ar sobre uma placa plana, paralela ao fluxo. Na extremidade inicial, denominada de borda de ataque ( $x = 0$ ) apenas as partículas em contato imediato com a superfície são desaceleradas enquanto que o restante permanece com a velocidade da corrente livre. Com o desenvolvimento do escoamento, as forças viscosas ocasionam o retardamento do fluido, sendo assim a espessura da camada limite tende a aumentar.

O escoamento no interior da camada limite é laminar até uma determinada distância ( $x_c$ ), com o aumento da espessura da camada limite, a razão entre forças viscosas e forças inerciais tende a diminuir até atingir um nível em que as perturbações não serão mais amortecidas. Sendo assim os vórtices das camadas superiores

permeiam até as zonas laminares da camada limite e por tanto os efeitos viscosos tendem a perder o efeito de controle do escoamento, tornando-se turbulento.

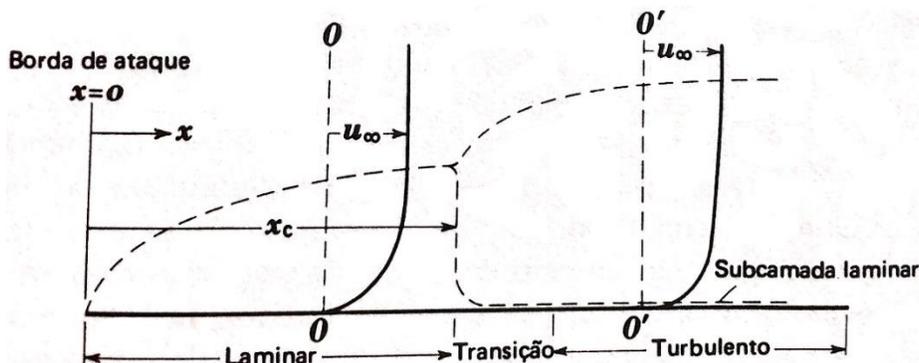


Figura 20 – Perfil de velocidade na camada limite e transição de escoamento.

Fonte: KREITH (1977).

Este fenômeno ocorre gradativamente, pois ainda há a persistência de uma fina subcamada laminar ineditamente próxima a superfície, criando uma estratificação em que é possível observar um núcleo turbulento, uma camada amortecedora além da fina subcamada laminar; como pode-se observar na Figura 21.

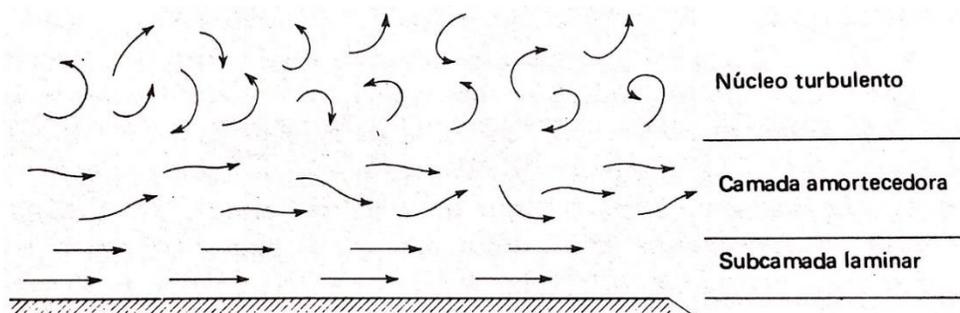


Figura 21 – Estratificação de um escoamento turbulento desenvolvido.

Fonte: KREITH (1977).

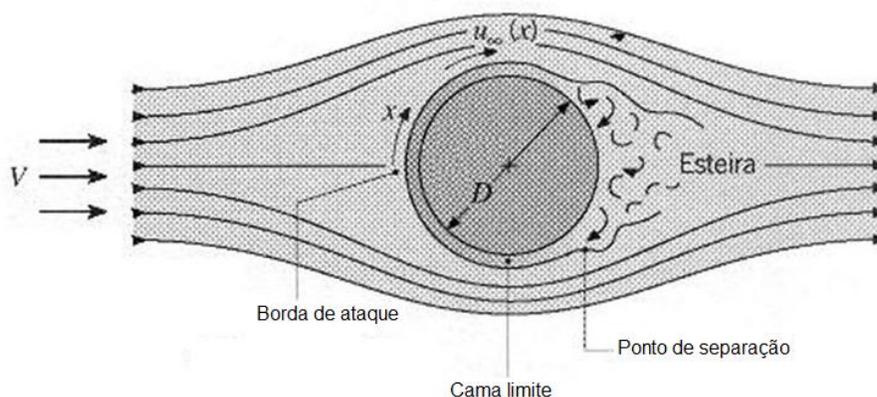
A distância  $x_c$  é denominada comprimento crítico e representa a distância necessária para que a relação entre forças inerciais e viscosas sejam suficientes para que as perturbações se desenvolvam. Esta distância é referenciada através do adimensional conhecido como número de Reynolds crítico.

Este é o real significado das faixas usuais de transição de escoamento laminar, transiente e turbulento que foram obtidos através de análises do perfil hidrodinâmico em diferentes superfícies. Entre elas, pode-se denominar o valor de 2300 como o limite

inferior para o escoamento laminar em tubulações, em que nenhuma perturbação irá converter o escoamento em turbulento (FREIRE, 1990).

Contudo, esta estratificação somente seria estável caso o comprimento da placa fosse infinito. Posto que em processos reais da engenharia, as perturbações de fluxo possuem uma dimensão definida, a camada limite deve ser abordada levando em conta sua geometria.

Tomando como exemplo um escoamento de um fluido contra um corpo esférico, é possível notar que a própria geometria favorece o descolamento da camada limite devido ao gradiente adverso de pressão. Exemplifica-se na Figura 22 os efeitos causados no perfil de velocidade da camada limite devido a geometria do corpo.



**Figura 22 – Perturbações de fluxo oriundas de um corpo esférico.**

Fonte: BIRD, STEWART e LIGHTFOOT (2002).

Zonas de recirculação são criadas imediatamente após a perturbação, conhecidas como vórtices geradas por um gradiente adverso de pressão. A partir do momento que a energia cinética do fluido na camada limite não for superior ao gradiente adverso de pressão, o perfil é invertido e a camada limite é descolada por completo, dando origem a uma zona conhecida como esteira, como pode ser observado na Figura 23.

Em resumo, a teoria da camada limite que descreve o escoamento de um fluido próximo a uma superfície por meio a um gradiente de pressão paralelo a mesma, pode ser definido através de quatro fatores; o escoamento é: I – retardado pelo atrito na superfície; II – acelerado pelo escoamento livre através dos efeitos viscosos; III – retardado pelo gradiente adverso de pressão e IV – A pressão é constante em planos normais à superfície em uma ordem de grandeza similar a camada limite (FREIRE, 1990).



**Figura 23 – Linhas de corrente e forma de escoamento próximo ao ponto de separação da camada limite e perfil de pressão.**

Fonte: BIRD, STEWART e LIGHTFOOT (2002).

### 3.4.5 Teoria da camada limite térmica, o Número de Nusselt e o Número de Prandtl

Em uma análise macroscópica, pode-se perceber que quando há uma baixa turbulência no escoamento, devido a baixas velocidades, a transferência de energia ocorre substancialmente pelo mecanismo de condução e deixa de ser auxiliado pela movimentação de massa. Da mesma forma que ao elevar a velocidade do escoamento os fenômenos difusivos como a condução tornam-se irrisórios (BENNETT e MYERS, 1974; KREITH, 1977).

O mesmo pode ser observado na camada limite hidrodinâmica de um escoamento, onde a porção de fluido contido dentro da fronteira é afetada pelos fenômenos difusivos e no escoamento livre o principal mecanismo de troca térmica é a convecção.

Visto que o fluxo de calor é constante através das diferentes resistências. As Equações 35 e 40 podem ser igualadas, levando em conta o fluxo de um líquido qualquer sobre uma superfície aquecida. A Equação 41 demonstra a igualdade.

$$\dot{q}_{s \rightarrow \infty} = -k_{cond} A \left. \frac{\partial T}{\partial L_a} \right|_T \Big|_0^{L_a} = h A (T_s - T_\infty) \quad (41)$$

Organizando e simplificando a Equação 41, é possível obter uma relação entre o coeficiente de película ( $h$ ) e a condutividade térmica ( $k_{cond}$ ). Esta correlação é fornecida através de um adimensional conhecido como Número de Nusselt, e é apresentada pela Equação 42.

$$\frac{hL}{k_{cond}} = \frac{T_s - T}{T_s - T_\infty} = Nu \quad (42)$$

O número de Nusselt pode ser interpretado como a razão entre o gradiente de temperatura do fluido na camada limite ou subcamada laminar e o gradiente da fase livre, ambos em relação à superfície. Em outras palavras, representa a razão entre a transferência de calor por condução e convecção (KREITH,1977).

Desta forma pode-se dizer que o aumento da velocidade do fluido, acarreta na diminuição da camada limite e intensificação da convecção, sendo assim o número de Nusselt tende a se elevar com o desenvolvimento do escoamento, bem como o coeficiente de transmissão de calor ( $h$ ). Tem-se na Figura 24 a relação entre a convecção e a turbulência do escoamento através dos adimensionais Nusselt e Reynolds, aplicados a um escoamento de ar em uma tubulação cilíndrica com diâmetro nominal de 1 in.

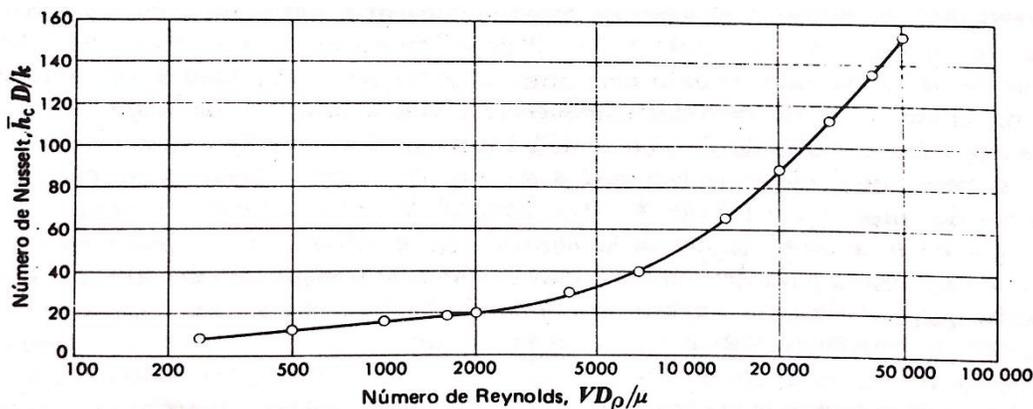


Figura 24 –Número de Nusselt em função o número de Reynolds.

Fonte: KERN (1950).

A extratificação entre os mecanismos de troca térmica da origem a teoria da camada limite térmica que relata a direta influência dos efeitos viscosos sobre a eficiência da troca de calor durante o escoamento de um fluido.

O número adimensional que representa a relação entre a camada limite hidrodinâmica e a camada limite térmica é o Número de Prandtl, descrito pela razão entre

o calor específico e a viscosidade pela condutividade térmica do fluido em escoamento (BIRD, STEWART e LIGHTFOOT, 2002).

Quando este adimensional for igual a unidade, é dito que ambas as camadas limites possuem o mesmo tamanho; no caso de  $Pr > 1$  a camada limite térmica é menor do que a camada limite hidrodinâmica, o oposto também é válido.

Por exemplo, um óleo qualquer de alta viscosidade apresenta um valor de Prandtl elevado ( $Pr \gg 1$ ), acarretando em uma camada limite hidrodinâmica maior do que a camada limite térmica devido às forças viscosas ( $C.L.H. > C.L.T.$ ), desta forma o gradiente de temperatura expresso pela camada limite térmica será pequeno ( $\Delta T / \partial y \ll 1$ ), o que ocasiona em uma troca térmica baixa. No caso de um metal líquido derretido, a viscosidade é baixa em comparação com a condutividade térmica, sendo assim é observado o fenômeno oposto ao descrito para o óleo (BIRD, STEWART e LIGHTFOOT, 2002).

### 3.4.6 Coeficiente de película e equação de Nusselt

Conforme dito anteriormente os tanques com agitação ou mistura possuem diversas aplicações. A maioria dos processos em que estas unidades são solicitadas, necessita de troca térmica para performar de maneira satisfatória. Seja em um reator químico que necessite de calor suficiente para atingir a energia de ativação ou resfriamento para evitar reações descontroladas; até em operações menos nobres como tanques de estocagem de produtos viscosos, como por exemplo resina epóxi, em que a troca térmica é aplicada para facilitar o processo de escoamento do fluido.

A transferência de calor em tanques com agitação ou mistura é realizada através de superfícies como por exemplo, jaquetas, helicoides, espiras e chicanas tubulares verticais (ROSA et al., 2013; ROSA et al. 2014).

O projeto de um tanque com troca térmica visa determinar qual a área necessária para que o fluido contido no tanque receba ou ceda o calor desejado para o processo. Este cálculo é fundamentado basicamente através da Equação de Fourier modificada, representada pela Equação 43, utilizada para troca térmica em regime permanente.

$$A = \frac{\dot{q}}{U \text{ LMTD}} \quad (43)$$

Nota-se que a área de troca térmica ( $A$ ) é inversamente proporcional ao produto do coeficiente global de troca térmica ( $U$ ) e a média logarítmica das diferenças de temperatura ( $LMTD$ ).

Sendo que o coeficiente global de troca térmica ( $U$ ) é uma função que depende dos coeficientes de película do lado externo ( $h_o$ ), do lado interno corrigido para área externa ( $h_{io}$ ) e do fator de resistência ( $r_d$ ) devido à incrustação e condução, conforme a Equação 44.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + \sum r_d \quad (44)$$

Entretanto em projetos de sistemas de troca térmica, normalmente os coeficientes de película não são conhecidos. Conforme mencionado, este coeficiente é dependente de fatores como perfil de velocidade, propriedades físicas e a geometria envolvida, sua obtenção através da teoria da camada limite seria extremamente dispendiosa e necessitaria de apelo experimental para validação do modelo.

Desta forma, através do teorema dos Pi de Buckingham, o coeficiente de película foi escrito em função de principais fatores, da mesma forma que apresentado no item 3.3 para a potência. A Equação 45 demonstra os principais fatores utilizados na análise adimensional do coeficiente de película para tanques.

$$h = f(\mu, \rho, C_p, k, N, D_a, D_t \dots) \quad (45)$$

Aplicando o método de análise dimensional, foi obtida uma expressão que correlaciona o número de Nusselt com os adimensionais Reynolds, Prandtl e termos referentes a razões geometrias presentes no escoamento de tanques com agitação, como ilustra a Equação 46.

$$\frac{h_o D_t}{k_{cond}} = K \left( \frac{N D_a^2 \rho}{\mu} \right)^a \left( \frac{c_p \mu}{k_{cond}} \right)^b (geometria)^c \quad (46)$$

Posteriormente tal Equação foi adequada ao considerar a influência do gradiente da viscosidade entre o núcleo do escoamento (denominado bulk em tanques) e a viscosidade da superfície externa à fonte quente. Inicialmente, tal estudo foi conduzido por Sieder e Tate (1936) para o escoamento turbulento em tubulações, porém o termo da relação viscosa foi amplamente aplicado a sistemas de troca térmica em tanques com

agitação. O modelo proposto pode ser observado através da Equação 47 (KERN, 1950; KREITH,1977; ROSA et al. 2014).

$$\frac{h_o D_t}{k_{cond}} = K \left( \frac{N D_a^2 \rho}{\mu} \right)^a \left( \frac{c_p \mu}{k_{cond}} \right)^b \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^c (geometria)^d \quad (47)$$

A Equação 47 é válida somente para troca térmica em tanque que operem com fluidos do tipo newtoniano. No caso de fluidos não-newtonianos os termos adimensionais (número de Reynolds, Prandtl e a relação das viscosidades) devem ser ajustados em função do modelo reológico aplicado em cada fluido.

Aplicando o método proposto por Calderbank e Moo-Young para obtenção da taxa de cisalhamento em função da rotação, levando em conta a reologia apresentada pelo fluido, a Equação 47 pode ser reescrita conforme a Equação 48, desconsiderando os efeitos geométricos.

$$\frac{h_o D_t}{k_{cond}} = K \left( \frac{N D_a^2 \rho (B N)^{1-n}}{k} \left( \frac{4n}{3n+1} \right)^n \right)^a \left( \frac{c_p k (B N)^{n-1}}{k_{cond}} \left( \frac{3n+1}{4n} \right)^n \right)^b \left( \frac{k (B N)^{n-1}}{k_w (B_w N)^{n_w-1}} \right)^c \quad (48)$$

O método proposto por Metzner e Otto também pode ser aplicado à Equação 47, originando outro modelo para obtenção do coeficiente de película, correlacionando a taxa de cisalhamento com a rotação, como pode ser visto pela Equação 49, também desconsiderando os efeitos geométricos.

$$\frac{h_o D_t}{k_{cond}} = K \left( \frac{N^{2-n} D_a^2 \rho}{k k_s^{n-1}} \right)^a \left( \frac{c_p k (k_s N)^{n-1}}{k_{cond}} \right)^b \left( \frac{k (k_s N)^{n-1}}{k_w (k_s w N)^{n_w-1}} \right)^c \quad (49)$$

Devido ao fato destas expressões serem semi-empíricas, diversos estudos foram realizados a fim de propor novos valores para suas constantes  $K$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $c$  e  $d$ ; além de modelos considerando diferentes relações geométricas.

Chilton, Drew e Jebens (1944) foram os responsáveis por propor os valores tradicionais para estas constantes, comparando seus resultados com as pesquisas elaboradas por Colburn (1933) e no caso de Sieder e Tate (1936) em escoamentos turbulentos em tubulações.

Os fluidos utilizados foram do tipo newtoniano, como água, óleo e glicerol em um tanque agitado por meio de um impulsor do tipo radial *paddle* com rotações de 50 a 1000 rpm.

Nesta pesquisa as superfícies de troca térmica utilizadas foram uma jaqueta e uma serpentina helicoidal de cobre com ½ in. de diâmetro e uma jaqueta com diâmetro de 12 in. A expressão obtida por Chilton, Drew e Jebens pode ser observada através da Equação 50

$$Nu = 0,36 Re^{0,66} Pr^{0,33} Vi^{0,14} \quad (50)$$

Uhl (1955) reproduziu os experimento realizados por Chilton, Drew e Jebens e relata este termo com valor de 0,24 para fluidos newtonianos operando com impulsores do tipo turbina, posicionado 33% da altura acima do fundo do tanque (relação padrão proposta por Rushton, Costich e Everett, (1950) e 0,18 para 16% da altura acima do fundo do tanque, Dunlap e Rushton (1952) reportaram um valor de 0,40 quando o impulsor foi posicionado exatamente na metade da altura do nível do liquido e utilizado chicanas tubulares.

Em 1966, Carreau, Charest e Corneille, realizaram um estudo utilizando fluidos não-newtonianos de comportamento reológico do tipo pseudoplástico (carboximetil celulose sódica e Carbopol 934), abrangendo um índice de comportamento de 0,343 – 0,633, número de Prandtl de 100 - 800 e número de Reynolds de 100 – 5000, através de um impulsor do tipo turbina de 4 pás 45° proporcionando uma rotação de 40 – 200 rpm e quatro chicanas diametralmente opostas. Foi adotado o método de Calderbank e Moo-Young para correlacionar a taxa de cisalhamento com a rotação do impulsor mecânico.

Os testes de troca térmica em tanques foram realizados com o auxílio de uma jaqueta e contemplaram o aquecimento e o resfriamento da unidade experimental. Desta forma foi possível propor um modelo matemático para cada processo, conforme as Equações 51 e 52, respectivamente.

$$Nu_h = 3,41 Re_{C.MY.}^{0,66} Pr_{C.MY.}^{0,33} \quad (51)$$

$$Nu_c = 1,43 Re_{C.MY.}^{0,66} Pr_{C.MY.}^{0,33} \quad (52)$$

Estes modelos apresentaram os parâmetro similares aos previamente propostos para os adimensionais de Reynolds e Prandtl e possuem desvio de 11,8% e 14,0% respectivamente. Entretanto é notório que o coeficiente  $K$  é muito mais elevado quando aplicado a fluidos pseudoplásticos do que com fluidos newtonianos, como feito por

Chilton, Drew e Jebens (1944). O autor justifica esta discrepância pelo fato do Número de Reynolds não ser um critério perfeito para agitação em fluidos não newtonianos e pelas diferenças da geometria utilizada nos ensaios.

Nesta pesquisa, também foi proposto um modelo genérico para ambos os casos (aquecimento e resfriamento), em que todas as constantes foram obtidas experimentalmente através de regressões múltiplas não lineares. Este modelo consiste na Equação 53 e apresentou desvio de 19,3%.

$$Nu = 1,474 \left( \frac{D_a^2 N^{2-n} \rho B}{k} \left( \frac{n}{6n+2} \right)^{n-1} \right)^{0,70} \left( \frac{c_p \mu_d}{k_{cond}} \right)^{0,33} \left( \frac{\mu_{dw}}{\mu_d} \right)^{-\frac{0,24}{n}} \quad (53)$$

Nota-se que a Equação 53 se assemelha a Equação 50 com exceção da constante  $K$ , devido a pseudoplasticidade e constante  $c$  que é afetado pelo espaçamento entre o impulsor e a parede do tanque e as relações geométricas de cada sistema.

Além disso salienta-se que a razão viscosa é apresentada de maneira inversa a Equação 50 o que dá sentido ao sinal negativo e é obtida através de um parâmetro denominado viscosidade diferencial, que baseada na relação de tensão x taxa de cisalhamento, com a taxa de cisalhamento tendendo ao infinito ( $\mu_d = (d\tau/d\text{grad}\vec{v})_{\text{grad}\vec{v} \rightarrow \infty}$ ).

Tendo em vista esta necessidade, Hagedorn e Salamone (1967) conduziram diversos experimentos em tanques com agitação e troca térmica de fluidos pseudoplásticos levando em consideração as correlações geométricas do sistema.

A pesquisa foi realizada utilizando um tanque de 14 in. de diâmetro equipado com 4 chicanas diametralmente opostas de 1 in. de largura, uma jaqueta com 6,20 ft<sup>2</sup> de área para troca térmica e quatro tipos de impulsores, *paddle*, propulsor, âncora e turbina de 6 pás planas. A distância do impulsor mecânico para o fundo do tanque (correlação E de Rushton) foi de 7, 10, 5 e 7 in. respectivamente para impulsor. Além disso, também variou-se a razão  $D_a/D_T$ ,  $L/D_a$  e  $W/H$ .

Além dos fluidos pseudoplásticos, Carbopol 934 com concentração de 0,69%, 0,43% e 0,36% em massa, os pesquisadores também adotaram a técnica de utilizar fluidos newtonianos para estender o limite de aplicação do método em relação ao Número de Reynolds e Prandtl, utilizando água e glicerol 93,7% em massa.

Através de análises dimensionais das Equações constitutivas da continuidade, quantidade de movimento e energia, apresentadas no início do item 3.1.1, porém aplicadas a coordenadas cilíndricas, os autores obtiveram um modelo semi-empírico para cálculo do coeficiente de troca térmica de convecção descrito pela Equação 54.

$$Nu = K Re_{M.O.}^{\left[\frac{a'}{n+1}+b'\right]} Pr_{M.O.}^{c'} (Vi_{M.O.})^{d'} \left(\frac{D_t}{D_a}\right)^{e'} \left(\frac{W}{D_a}\right)^{f'} n^{g'} \quad (54)$$

Este modelo é válido para valores de número de Reynolds de 35 – 680000, número de Prandtl de 2 – 23600 e índice de comportamento de 0,36 – 1,0.

Os valores das constantes da Equação 54 podem ser encontrados na Tabela 5 para os impuslores utilizados na pesquisa. Os valores representados por zero significam que esta constante não possui significância para o sistema aplicado.

**Tabela 5 – Expoentes da Equação 54.**

<b>Impulsor</b>	<b>K</b>	<b>a'</b>	<b>b'</b>	<b>c'</b>	<b>d'</b>	<b>e'</b>	<b>f'</b>	<b>g'</b>
Âncora	0,56	1,43	0	0,30	0,34	-----	-----	0,54
Paddle	2,51	0,96	0,15	0,26	0,31	-0,46	0,46	0,56
Axial	0,55	1,28	0	0,30	0,32	-0,40	-----	1,32
Radial	3,57	1,25	0	0,24	0,30	-----	0	0,78

Fonte: HAGEDORN e SALAMONE (1967).

Nota-se que o expoente do número de Reynolds é representado por uma função em que o parâmetro  $b'$  possui um valor apenas para o impulsor tipo paddle. Mesmo assim o termo relativo ao escoamento é o mais influente, visto que seu expoente é expresso com um valor de duas a três vezes maior que o expoente do número de Prandtl ( $c'$ ) dependendo do tipo de impulsor utilizado.

Outra característica interessante é que até então os outros modelos possuíam os expoentes do número de Reynolds e do número de Prandtl iguais aos propostos para os fluidos newtonianos, respectivamente  $2/3$  e  $1/3$ . Este modelo fornece valores diferentes dos tradicionais, porém semelhantes, tendo como maior desvio para o Reynolds o caso do impuslores do tipo âncora aplicado a um fluido com baixo índice de comportamento, apresentando cerca de 59% de desvio do valor padrão e para o número de Prandtl o impulsor do tipo radial com 27% de desvio do valor padrão.

Os valores obtidos para a razão viscosa se diferem muito do proposto por Carreau, Charest e Corneille. Tendo em vista que a pesquisa considerou diferentes arranjos geométricos, os valores propostos na Tabela 3 podem ser considerados mais precisos.

Sandall e Patel (1970) realizaram um estudo a fim de determinar valores para as constantes da Equação 48. A pesquisa foi realizada promovendo o aquecimento e o resfriamento de um tanque com diâmetro interno de 7,218 in. ( $D_T$ ) equipado com uma jaqueta de espaçamento interno igual a 0,35 in, e impulsores do tipo turbina de 6 pás planas ( $D_a = 1,875$  in.) e âncora ( $D_a = 7,093$  in.).

Os testes realizados utilizando o impulsor tipo turbina foram equipados com 4 chicanas diametralmente opostas, durante os testes utilizando o impulsor tipo âncora, as chicanas foram removidas devido ao espaço interno do tanque.

Em sua pesquisa, foram utilizadas diversas concentrações de Carbopol 934 e também foram utilizadas soluções de glicerol e água.

Os pesquisadores propuseram dois modelos de Equação para cada tipo de impulsor, sendo que um deles objetivava manter os termos  $a$  e  $b$  com os valores clássicos de  $2/3$  e  $1/3$  respectivamente. Estes modelos podem ser observados através das Equações 55 e 56, para os impulsores turbina e âncora, respectivamente.

$$Nu = 0,482 Re_{C.MY.}^{0,66} Pr_{C.MY.}^{0,33} Vi_{C.MY.}^{-0,12} \quad (55)$$

$$Nu = 0,315 Re_{C.MY.}^{0,66} Pr_{C.MY.}^{0,33} Vi_{C.MY.}^{-0,12} \quad (56)$$

Desta forma, os únicos termos livres da regressão foram os parâmetros  $K$  e  $c$ . Considerando que o valor padrão proposto por Chilton, Drew e Jebens foi de 0,14 e nesta pesquisa a relação viscosa é apresentada de maneira inversa, tornando o expoente negativo, a diferença entre os modelos é de menos de 5% para o termo da relação viscosa final. Sendo assim seus resultados mostram que a Equação 47 quando aplicada a fluidos newtoniano e fluidos pseudoplásticos, difere-se apenas no parâmetro  $K$ , fenômeno que pode ser explicado pela pseudoplasticidade, como supracitado para os experimentos de Carreau, Charest e Corneille (1966).

Outro modelo proposto contemplava uma regressão para todos os termos. Analogamente, os resultados obtidos podem ser observados pelas Equações 57 e 58.

$$Nu = 0,833 Re_{C.MY.}^{0,594} Pr_{C.MY.}^{0,34} Vi_{C.MY.}^{-0,02} \quad (57)$$

$$Nu = 0,408 Re_{C.MY.}^{0,651} Pr_{C.MY.}^{0,30} Vi_{C.MY.}^{-0,08} \quad (58)$$

Mesmo com os resultados próximos para os valores das constantes  $a$  e  $b$ , os autores recomendam a utilização do modelo expresso pela Equação 55 e 56.

Os modelos propostos foram baseados no método de Calderbank e Moo-Young e são validos para a faixa de índice de comportamento de 0,35 a 1,0; número de Reynolds de 80 – 93000 para o impulsor tipo turbina e 300 – 90000 para o impulsor tipo âncora e o número de Prandtl de 2,1- 644 para ambos os impulsores.

Em 1973 Mitsuishi e Miyairi conduziram um estudo para obter a correlação entre o número de Nusselt e o número de Reynolds ( $Nu = K Re^a$ ) em tanques aquecidos por jaqueta e agitados através de um impelidor do tipo fita helicoidal. Nesta pesquisa os fluidos utilizados possuíam comportamento pseudoplástico e o modelo de Ellis foi aplicado.

Os resultados da pesquisa levaram a obtenção de um coeficiente “ $K$ ” de 0,78 e expoente “ $a$ ” de 1/3 para valores de Reynolds de 1,5 a 10; quando a agitação é elevada para valores de Reynolds de 180 a 4000 o coeficiente “ $K$ ” adquire valor de 0,23 e o expoente “ $a$ ” de 2/3.

Assim como Hagedorn e Salamone, outra pesquisa visando estudar os efeitos das correlações geométricas foi conduzida por Suryanarayanan, Mujawar e Raja Rao (1976). Em sua pesquisa, as superfícies de troca térmica utilizadas foram: uma jaqueta para aquecimento e uma serpentina helicoidal para refrigeração. Além disso apenas os impulsores do tipo turbina de 4 pás planas foram utilizados, entretanto as dimensões alteradas foram: diâmetro do impulsor ( $D_a$ ) de 7,8 – 15,2 cm, altura do impulsor ( $H_a$ ) de 9,0 – 21,4 cm, diâmetro da helicoide ( $D_c$ ) de 16,9 – 27,8 cm e diâmetro da tubulação da helicoide ( $d_o$ ) de 1,59 – 2,22 cm.

Os fluidos utilizados foram as soluções de carboximetil celulose sódica a 1% e 2% (w/w) e alginato de sódio diluído em água com 1% (vol.) de benzoato de sódio a 1% e 2,5% (w/w), abrangendo valores de índice de comportamento de 0,43 – 1,0, número de

Reynolds de 200- 21700 e número de Prandtl de 49 – 1220, calculados através do método proposto por Calderbank e Moo-Young.

Os expoentes do número de Reynolds e do número de Prandtl foram mantidos os valores padrões da Equação 50. Desta forma, foram propostos um modelo para cada superfície contemplando as relações geométricas citadas, como ser observado pelas Equações 59 e 60.

$$Nu_h = 0,21 Re_{M.O.}^{0,66} Pr_{M.O.}^{0,33} \left(\frac{D_a}{D_t}\right)^{0,17} \left(\frac{H}{D_t}\right)^{0,13} \left(\frac{D_c}{D_t}\right)^{-0,29} \left(\frac{d_o}{D_t}\right)^{-0,45} \quad (59)$$

$$Nu_j = 0,22 Re_{M.O.}^{0,63} Pr_{M.O.}^{0,33} \left(\frac{D_a}{D_t}\right)^{0,14} \left(\frac{H}{D_t}\right)^{0,09} \left(\frac{D_c}{D_t}\right)^{-0,21} \left(\frac{d_o}{D_t}\right)^{-0,35} \quad (60)$$

A Equação 59 representa o modelo para a serpentina helicoidal e apresenta desvio de 7,1%, enquanto que a Equação 60 refere-se a jaqueta e possui desvio de 7,8%.

Os expoentes da Equação 59 referentes as dimensões da helicoide  $D_c$  e  $d_o$  obtidos pelos autores corroboram com os valores publicados por Pollard e Kantyka (1969) para impulsores do tipo âncora, como pode ser observado na Equação 61.

$$Nu_h = 0,0777 Re_{M.O.}^{0,66} Pr_{M.O.}^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \left(\frac{D_c}{D_t}\right)^{-0,27} \left(\frac{d_o}{D_t}\right)^{-0,48} \quad (61)$$

Skelland e Dimmick (1969) também aproximaram-se destes valores para impulsores do tipo propulsor (Equação 62), sendo que neste caso o coeficiente de proporcionalidade obtido também possui valor semelhante. Nesta pesquisa os autores utilizaram o método de Metzner e Otto para obter a taxa de cisalhamento.

$$Nu_h = 0,258 Re_{M.O.}^{0,62} Pr_{M.O.}^{0,32} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,20} \left(\frac{D_a}{D_t}\right)^{0,10} \left(\frac{d_o}{D_t}\right)^{0,50} \quad (62)$$

Na área dos fluidos que necessitam de uma tensão inicial para escoar, denominados Binghamiano, Martone e Sandall (1971) conduziram uma pesquisa para determinação do coeficiente de película em um tanque aquecido com o auxílio de uma jaqueta, segundo o modelo da Equação 48 sem considerar os efeitos das correlações geométricas. Os fluidos utilizados foram soluções de carbonato de cálcio em concentrações volumetricas de 12%, 15%, 23% e 26%, além de água e glicerina. Os

impulsores utilizados foram o tipo turbina de 6 pás planas e o âncora e os modelos obtidos podem ser vistos através das Equações 63 e 64, respectivamente.

$$\frac{Nu}{(\varphi/\varphi - 1)^{0,065}} = 0,536(Re_{C.MY.})^{0,66}(Pr_{C.MY.})^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_{C.MY.}^{0,14} \quad (63)$$

$$\frac{Nu}{(\varphi/\varphi - 1)^{0,072}} = 0,536(Re_{C.MY.})^{0,66}(Pr_{C.MY.})^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)_{C.MY.}^{0,20} \quad (64)$$

Como pode ser observado, o modelo apresentado possui os expoentes para os adimensionais muito semelhante aos propostos por Chilton, Drew e Jebens para fluidos newtonianos. Entretanto este modelo possui um termo adicional que leva em consideração a existência de duas fases no sistema devido a concentração de sólido na solução  $(\varphi/\varphi - 1)$ .

A viscosidade efetiva do fluido Binghamiano ( $\mu_e$ ) foi estabelecida com o auxílio do método de Calderbank e Moo-Young, como pode ser visto pelo Equação 65.

$$\mu_e = \mu_{ba} + (\tau_0/A N) \quad (65)$$

Sendo o parâmetro  $A$  uma função do parâmetro  $B$  do método de Calderbank e Moo-Young em que para o impulsor turbina  $B = 11$  (Equação 66) e para o impulsor tipo âncora é uma função do parâmetro  $S$  que nas condições estudadas equivale 1,047 (Equação 67).

$$A = 1,15 B \quad (66)$$

$$A = 10,9 + \frac{10,4 S^2}{S^2 - 1} \quad (67)$$

O modelo proposto para o impulsor radial é valido para uma faixa de Reynolds de 196 – 79800 e Prandtl de 2,2 – 702, o modelo proposto para o impulsor tipo âncora possui a validade numa faixa de Reynolds de 336 – 94800 e Prandtl de 2,2 – 621.

Em 1972, Heinlein e Sandall realizaram o mesmo estudo que Martone e Sandall (1971) para o impulsor do tipo âncora e incluíram fluidos pseudoplásticos no estudo, a fim de propor um único modelo para as duas reologias.

Os autores concluíram que, o termo relativo à heterogeneidade não é significativo na troca térmica podendo ser desconsiderado. Desta forma, recomendam a utilização do modelo exibido pela Equação 68.

$$Nu = K Re_{C.MY.}^a Pr_{C.MY.}^b Vi_{C.MY.}^c \quad (68)$$

Os pesquisadores forneceram outros valores para os parâmetros em função do termo  $S$  de Calderbank e Moo-Young. Os valores destes parâmetros podem ser observados na Tabela 6, sendo que os valores marcados (\*) foram fixados nos valores propostos por Uhl (1955).

Tabela 6 – Parâmetros da Equação 68.

<b>S (Dt/Da)</b>	<b>K</b>	<b>a</b>	<b>b</b>	<b>c</b>	<b>desv (%)</b>
1,027	0,0194	0,649	0,723	0,0677	20,4
1,027	0,685	0,502	0,333*	0,0629	21,0
1,027	0,691	0,500*	0,333*	0,180	21,8
1,10	0,531	0,500*	0,333*	0,180	37,8
1,22	0,546	0,500*	0,333*	0,180	36,1
1,40	0,613	0,500*	0,333*	0,180	39,8

Fonte: HEINLEIN e SANDAL (1972).

Triveni et al. (2008) realizaram um estudo contemplando a troca térmica em uma serpentina helicoidal, instalada em um tanque de 0,29 m ( $D_T$ ) por 0,365 m ( $H$ ) dotado de um impulsor do tipo âncora. Na pesquisa, foram utilizados carboximetil celulose sódica (0,5 e 1,0% w/w), uma suspensão com fibras de papel (0,5 e 2% w/w), suspensão de amido (2 e 4% w/w), óleo castor e água.

O experimento operou com número de Reynolds variando de 40 – 18000 através de rotações de 60 – 200 rpm. O método adotado para obtenção da taxa de cisalhamento foi o proposto por Calderbank e Moo-Young

Esta pesquisa obteve um modelo similar aos demais citados e considerou a influência de fatores como a presença de sólidos, além da rotação, relações geométricas e propriedades reológicas.

Entretanto, o modelo considerou um termo  $a$  mais que representa a influência da aeração no sistema e pode ser descrita pela Equação 69.

$$Nu = K(Re_{C.MY.})^a (Pr_{C.MY.})^b (Vi_{C.MY.})^c (Fr)^d (Gr)^e \frac{v_g^f}{ND_a} \quad (69)$$

Contudo, este termo é desprezível no que diz respeito à troca térmica, sendo utilizado apenas para análise qualitativa da idealidade do fluxo, expressando a fração do

bulk com elevado grau de mistura. Tal termo foi representado por  $g$ , podendo ser descrito pela Equação 70 e através da Tabela 7.

$$g = k_1(Re)^{k_2} \frac{v_g^{k_3}}{ND_a} \quad (70)$$

**Tabela 7 – Parâmetros da Equação 70.**

<b>Sistema</b>	<b>K<sub>1</sub></b>	<b>K<sub>2</sub></b>	<b>K<sub>3</sub></b>
Newtoniano	0,82	0,078	0,046
Não-newtoniano (laminar)	0,91	0,022	0,28
Não-newtoniano (turbulento)	0,71	0,053	0,014

Fonte: TRIVENI et al. (2009).

Os termos referentes ao número de Froude ( $Fr$ ) e número de Grashof ( $Gr$ ) também foram desprezíveis visto que Froude só apresenta influencia em sistemas sem chicanas e Grashof em sistemas que operam com Reynolds extremamente baixo possibilitando a ocorrência de convecção natural.

Desta forma a Equação 69 pode ser reduzida, obtendo o modelo exibido pela Equação 71.

$$Nu = 0,514Re^{0,598}Pr^{0,335}Vi^{0,112}Fr^{-0,179} \quad (71)$$

Pimenta e Campos (2012) conduziram um estudo aplicando fluidos do tipo viscoelásticos em um tanque com agitação e troca termica através de uma superfície do tipo helicoidal. Além do fluido viscoelástico goma Xathan com concentrações mássicas de 0,1% e 0,2% (w/w), também foram empregados fluidos pseudoplásticos como C.M.C. e fluidos newtonianos como glicerol em diferentes concentrações.

O modelo proposto nesta pesquisa pode ser observada na Equação 72 e leva em consideração os adimensionais número de Dean que representa os fluxos existentes na superfície curvada da helicóide (Equação 73) e número de Péclet que é o produto do número de Reynolds pelo número de Prandtl.

$$Nu = 0,486 \left[ \left( \frac{3n+1}{4n} \right)^{0,275n} \left( 0,717 + 0,993 \frac{D_{ic}}{D_c} \right) (RePr_{M.O.})^{0,275} \right] (1 + 0,728De^{0,225})(Wi + 1)^{0,011(n-1)} \quad (72)$$

$$De = Re_{M.O.}(D_{ic}/D_c)^{1/2} \quad (73)$$

A maioria das pesquisas pertinentes à troca térmica em tanques com agitação resguardaram-se em analisar o fenômeno em um sistema em que o fluxo de calor era promovido através de uma jaqueta ou uma serpentina helicoidal.

Entretanto, Rushton, Lichtmann e Mahony (1948) conduziram seus estudos em um tanque seguindo as configurações padrões, posteriormente propostas por Rushton em 1950. Contudo, neste sistema, as placas instaladas para exercer a função de chicana foram substituídas por chicanas tubulares que simultaneamente, possuíam o papel de proporcionar o fluxo de calor para região bulk do tanque.

O sistema utilizado foi composto por impelidores do tipo 6 pás planas (16in) e 4 pás planas (12in.) em um tanque de fundo chato com 4 ft de diâmetro interno e 5 ft de altura. Os tubos foram instalados em quatro bancos diametralmente opostos; cada banco possuía quatro tubos com espaçamento de 1in. entre eles até uma distância de 11in. do centro do tanque, sendo que dois bancos foram responsáveis pelo aquecimento e os outros dois pelo resfriamento.

Esta pesquisa visou estabelecer uma correlação entre o coeficiente de troca térmica e o adimensional número de Reynolds, que representa o escoamento do sistema. Os resultados obtidos para cada configuração pode ser observado nas Equações 74 a 77.

Disco turbina com 6 pás planas e diâmetro de 16 in.:

$$h_{aquecimento} = 0,00285Re^1 \quad (74)$$

$$h_{resfriamento} = 0,00265Re^1 \quad (75)$$

Disco turbina com 4 pás planas e diâmetro de 12 in:

$$h_{aquecimento} = 0,00235Re^{0,70} \quad (76)$$

$$h_{resfriamento} = 0,00220Re^{0,70} \quad (77)$$

Os autores afirmam que a diferença entre os expoentes para cada configuração se explica pelo fato da não proporcionalidade entre os sistemas, reforçando a premissa de que a geometria contribui significativamente com a troca térmica.

Posteriormente em 1982, Havas, Deak e Sawinsky também conduziram um estudo da aplicação de chicanas tubulares em um tanque agitado com impelidores do tipo disco turbina de 6 pás planas e fluidos newtonianos.

Neste estudo foram utilizados cinco bancos de tubos equidistantes contendo 8 tubos cada, para realizar o aquecimento e o resfriamento. A correlação obtida foi representada pela Equação 78.

$$Nu = 0,145Re^{0,654}Pr^{0,396}Vi^{0,158} \quad (78)$$

Estes resultados não podem ser comparados com os obtidos por Rushton et al. (1941), visto que foram utilizadas diferentes abordagens para análise da correção da troca térmica com o escoamento. Entretanto quando comparado com o estudo realizado por Rushton e Dunlap (1952) pode-se perceber que o expoente do número de Reynolds permanece inalterado, enquanto que o coeficiente de proporcionalidade é cerca de 43% maior, quando aplicado os expoentes de Prandtl igual a 0,30 e correlação viscosa igual a 0,40.

Posteriormente em 1986, Havas, Deak e Sawinsky realizaram um estudo contemplando a troca térmica de fluidos newtonianos através de uma superfície helicoidal utilizando impelidores do tipo disco turbina com 6 pás planas e tanques com diâmetro interno de 396 mm e 788 mm, representando um range de 0,25 a 0,40 entre os diâmetros.

Desta forma, os pesquisadores propuseram um modelo em função do número de Reynolds, Prandtl, correlação viscosa e a razão entre o diâmetro do impelidor e o diâmetro interno do tanque que pode ser observado na Equação 79.

$$Nu = 0,187Re^{0,688}Pr^{0,36}Vi^{0,11} \left( \frac{D_a}{D_t} \right)^{0,62} \quad (79)$$

Sendo possível notar matematicamente que os valores obtidos para o número de Nusselt em ambos os casos se difere de 25% - 40% dentro do range valido do número de Reynolds ( $10^2 - 10^4$ ) e este desvio é reduzido nos experimentos em que a razão entre o diâmetro do impelidor e o diâmetro interno do tanque é mais elevada.

Nota-se que quando o termo da razão entre o diâmetro do impelidor e o diâmetro interno do tanque é levado em consideração na Equação para predição do coeficiente de película, os valores dos expoentes para sistemas que operam com fluidos não newtonianos são inferiores aos sistemas que trabalham com os fluidos newtonianos, principalmente quando a fonte de calor é proveniente de uma geometria como a jaqueta (SKELLAND e DIMMICK, 1969; ANSAR ALI, SINGH e GUPTA, 2014).

Este fenômeno reforça o fato da troca térmica estar principalmente relacionada à turbulência uma vez que para obter a mesma eficiência em ambos os sistemas, o diâmetro do impulsor aplicado ao fluido não newtoniano deve ser superior ao aplicado ao fluido newtoniano para que mais porções da massa (bulk) sejam movimentadas e não haja um gradiente de velocidade tão acentuado.

Percebe-se que a predição do adimensional Número de Nusselt para diferentes sistemas utilizando fluidos de diversas reologias, vem sendo o foco de muitos estudiosos desde a elaboração da Equação primordial de Sieder e Tate (1936) até a atualidade.

Devido às propriedades dos fluidos não newtonianos e às complexas geometrias que afetam o escoamento e conseqüentemente a troca térmica neste tipo de operação unitária, a obtenção de modelos para equação de Nusselt visando a predição do coeficiente de película a partir de dados experimentais, deve ser realizada através da análise da interação dos grupos adimensionais durante o fenômeno observado, sendo assim, deve-se evitar a utilização de análises estatísticas ou métodos semi-empíricos que proponham modelos matemáticos sem levar em condideração a análise física do sistema.

Desta forma, o método e os resultados obtidos por meio desta pesquisa serão comparados com o material fornecido em literatura.

## 4. MATERIAL E MÉTODOS

### 4.1 Fluidos de processo

A pesquisa contemplou a utilização de fluidos newtonianos e não newtonianos com a finalidade de obter uma faixa de validação mais ampla para o método proposto. Desta forma, foram utilizados como fluido frio (a ser agitado): a) soluções aquosas de carboximetilcelulose sódica de alta viscosidade com concentrações mássicas de 0,5%, 1,0% e 1,5%; b) solução aquosa de Carbopol 940 (polímero acrílico) com concentração mássica 1,5%; c) solução aquosa de sacarose com concentração mássica de 50% e d) água destilada. Como fluido quente foi utilizado apenas água destilada para evitar desvios ocasionados por incrustação dentro dos tubos da chicana tubular vertical.

#### 4.1.1. Propriedades físico-químicas

As propriedades como viscosidade, densidade, calor específico e condutividade térmica dos fluidos newtonianos foram obtidos através de Rosa et al. (2017), por meio de Equações empíricas com validade de 10°C a 90°C.

As Equações de 80 a 83 representam as propriedades da solução de sacarose 50%

$$\mu \text{ (Pa.s)} = 6,69 \cdot 10^{-2} e^{-0,038T_m} \quad (80)$$

$$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)} = -2,3 \cdot 10^{-3} T_m^2 - 3,7 \cdot 10^{-1} T_m + 1246,9 \quad (81)$$

$$cp \text{ (J/kg K)} = 3,76 T_m + 2702,3 \quad (82)$$

$$K \text{ (W/mK)} = 2,4 \cdot 10^{-4} \left(\frac{\%w}{w}\right)^2 - 1,45 \cdot 10^{-2} \left(\frac{\%w}{w}\right) + 0,674 \quad (83)$$

Analogamente, as Equações de 84 a 87 representam as propriedades para água.

$$\mu \text{ (Pa.s)} = 1,5 \cdot 10^{-3} e^{-0,02T_m} \quad (84)$$

$$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)} = -3,2 \cdot 10^{-3} T_m^2 - 1,8 \cdot 10^{-1} T_m + 1000,2 \quad (85)$$

$$cp \text{ (KJ/kg K)} = 1 \cdot 10^{-5} T_m^2 - 7 \cdot 10^{-4} T_m + 4,19 \quad (86)$$

$$K (W/mK) = - 6 \cdot 10^{-5} T_m^2 + 6,6 \cdot 10^{-3} T_m + 0,51 \quad (87)$$

As propriedades dos fluidos não newtonianos foram obtidas através das pesquisas de Semmar, Tanguier e Rigo (2003); Broniarz-Press, Pralat e Puc (2007) e Semmar, Tanguier e Rigo (2004), por apresentarem pouca variação em função da temperatura foram consideradas constantes e foram apresentadas na Tabela 8.

**Tabela 8 – Propriedades físico-químicas dos fluidos não newtonianos.**

<b>Fluido</b>	<b>C.M.C* 0.5%</b>	<b>C.M.C* 1.0%</b>	<b>C.M.C* 1.5%</b>	<b>Carbopol* * 1.5%</b>
Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	1000	1010	1020	1000
Calor Específico (J/KgK)	4212.00	4580.00	4650.00	4585.92
Condutividade Térmica (W/mK)	0.602	0.624	0.641	0.640

\* Polímero aniônico derivado da celulose, aplicado como aditivo alimentar para incremento de viscosidade.

\*\* Polímero do tipo carbômero, aplicado na indústria cosmética para incrementar a viscosidade e estabilizar emulsões.

Fonte: SEMMAR, TANGUIER e RIGO (2003); BRONIARZ-PRESS, PRALAT e PUC (2007); SEMMAR, TANGUIER e RIGO (2004).

As propriedades reológicas foram obtidas experimentalmente utilizando um reômetro rotacional de cilindros concêntricos, por meio de 3 aliquotas coletadas na temperatura inicial, média e final de cada ensaio, sob a agitação proporcionada pela rotação selecionada, possibilitando a obtenção de um valor médio dos parâmetros índice de comportamento e coeficiente de consistência, a fim de obter modelos reológicos que representassem a todo o ensaio em particular, possibilitando o cálculo dos adimensionais: número de Reynolds e Número de Prandtl.

A obtenção dos parâmetros reológicos para as zonas imediatamente próxima à parede (temperatura de superfície  $T_w$ ) foi realizado através de regressões matemáticas, visto que as temperaturas seriam mais elevadas do que as utilizadas durante as análises conduzidas no reômetro.

Desta forma, um modelo foi obtido para cada solução através de todos os pares de dados (índice de comportamento e coeficiente de consistência em função da temperatura), possibilitando o cálculo da relação viscosa gerado pelo gradiente de temperatura ao longo do *bulk* ( $\mu/\mu_w$ ). Os modelos podem ser verificados por meio do Quadro 1.

**Quadro 1 – Regressões matemáticas para obtção das propriedades reológicas na temperatura de parede ( $T_w$ ).**

Fluido	Índice de comportamento	Coefficiente de consistência
<b>C.M.C 0,5%</b>	$0,604e^{0,0063T}$	$0,791e^{-0,035T}$
<b>C.M.C 1,0%</b>	$0,489e^{0,0102T}$	$6,995e^{-0,049T}$
<b>C.M.C 1,5%</b>	$0,555e^{0,0044T}$	$16,252e^{-0,038T}$
<b>Carbopol 1,5%</b>	$0,517e^{0,0032T}$	$0,146e^{0,054T}$

Alguns dados relevantes da FISPQ (Ficha de Informação de Segurança de Produtos Químicos) dos compostos utilizados durante os experimentos, podem ser encontradas no **Anexo I**.

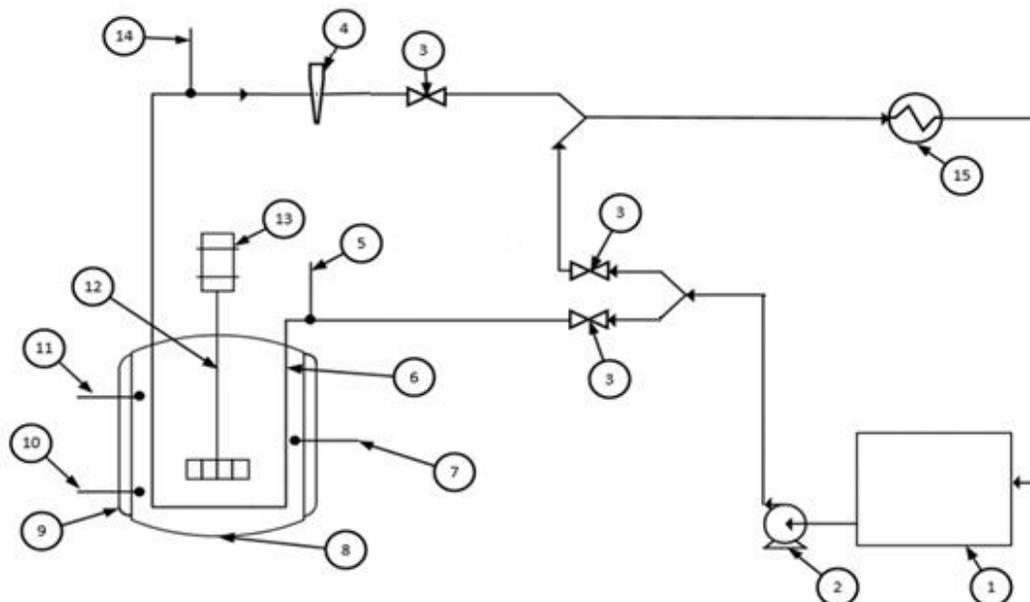
#### **4.2 Unidade experimental, periféricos e equipamentos complementares**

Apresenta-se na Figura 25 a unidade experimental utilizada durante o presente estudo, localizada no Laboratório de Operações Unitárias da Universidade Santa Cecília (Santos / SP).



**Figura 25 – Unidade experimental.**

Na Figura 26 pode-se identificar os principais componentes da unidade experimental através de um fluxograma simplificado.



**Figura 26 - Fluxograma simplificado da unidade experimental - (1) Banho termostático; (2) Bomba para o transporte do fluido quente; (3) Válvulas de esfera para o alinhamento principal e o bypass da unidade; (4) Rotâmetro; (5) Termopar 4; (6) Chicanas tubulares verticais; (7) Termopar 2; (8) Tanque de agitação com volume de 50 litros; (9) Isolamento térmico; (10) Termopar 3; (11) Termopar 1; (12) Impulsor; (13) Motor elétrico de 2 hp em balanço; (14) Termopar 5; (15) Refrescador de 5000 W.**

Expõe-se na Figura 27 o tanque de agitação com volume útil de 50 litros, confeccionado em acrílico transparente, com fundo chato, uma tubulação para drenagem após a realização dos ensaios e revestido com isolamento térmico de nylon e refratário de alumínio, além de acopamento para três termopares do tipo J (ferro-constantan) em diferentes cotas e posicionados diametralmente opostos, conectados a um display digital para leitura em tempo real, o motor elétrico de 2 hp em balanço para obtenção da potência consumida através do método do produto da força mensurada por um dinamômetro pelo braço e pela rotação. O banho termostático foi o responsável pela manutenção da temperatura do fluido quente ao longo do experimento.

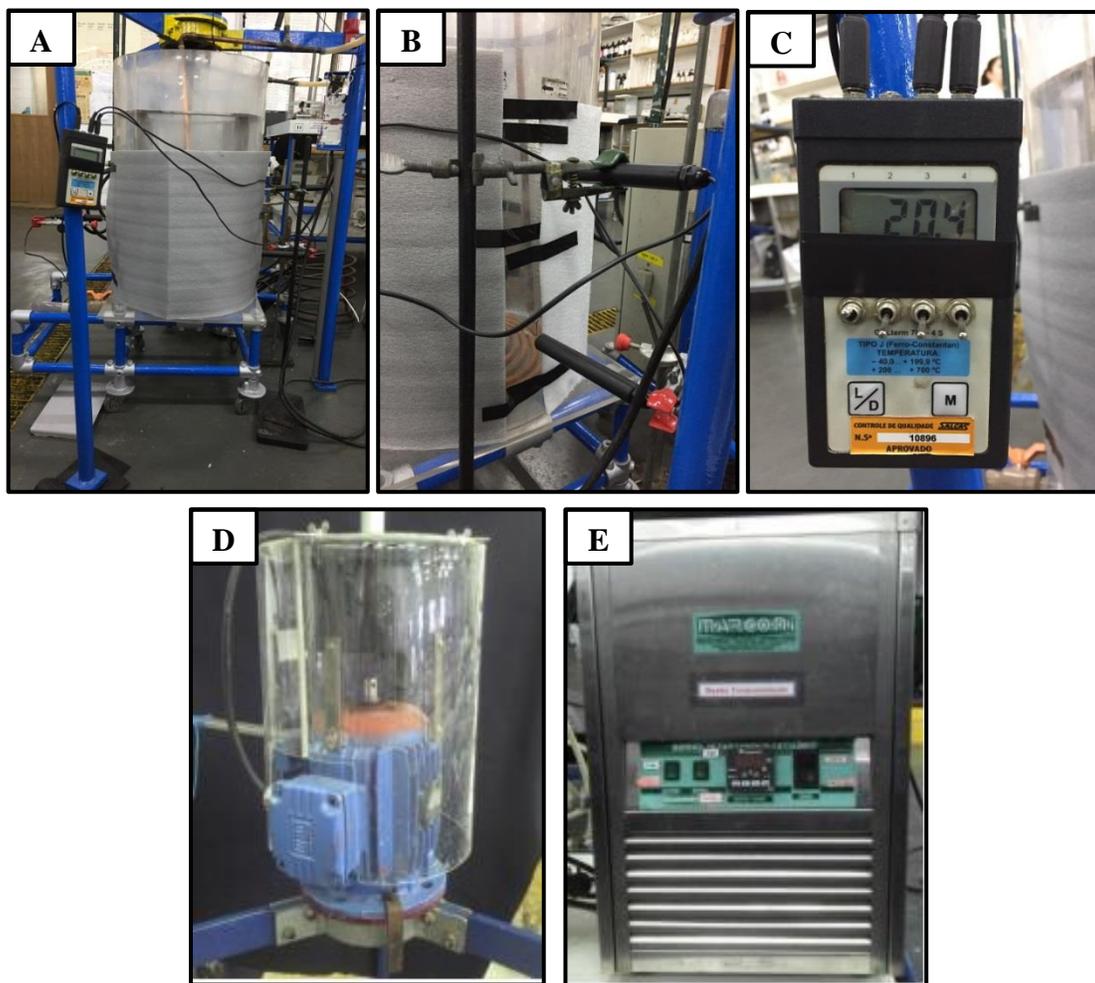


Figura 27 – a) Tanque de agitação de 50 litros com isolamento térmico; b) Termopares do tipo J acoplados ao costado do tanque em diferentes cotas; c) Display digital para leitura dos termopares da temperatura *bulk*; d) Motor elétrico de 2 hp em balanço; e) Banho termostático.

A superfície de troca térmica (chicana tubular vertical) e os impulsores, radial do tipo disco turbina com 6 pás planas e axial do tipo turbina com 4 pás inclinadas a  $45^\circ$  utilizados no estudo estão retratados através da Figura 28.

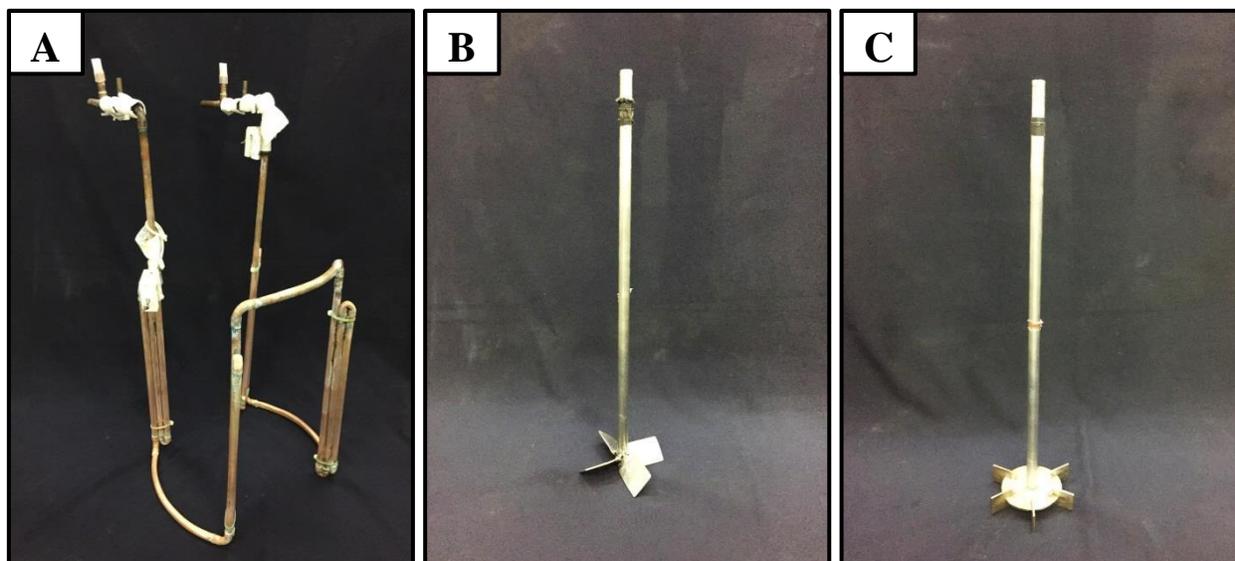


Figura 28 – a) Chicana Tubular vertical; b) Impulsor axial do tipo turbina com 4 pás inclinadas a 45°; c) Impulsor radial do tipo disco turbina com 6 pás planas.

As dimensões e correlações geométricas aplicadas na unidade experimental foram representadas na Figura 29 e seus respectivos valores podem ser observados através da Tabela 9.

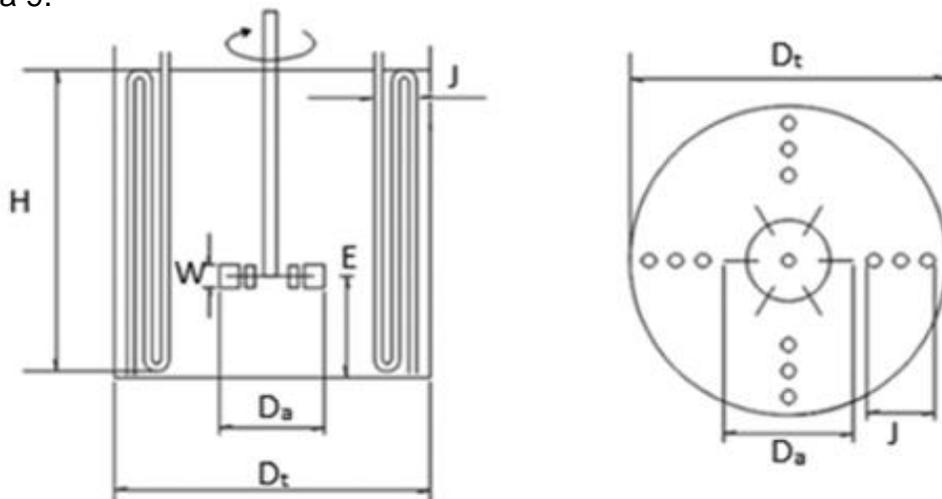


Figura 29 – Dimensões espaciais do tanque, impulsor mecânico e chicanas.

Fonte: MORAES JÚNIOR e MORAES (2011).

Tabela 9 – Valores das correlações geométricas aplicadas no sistema de agitação.

Parâmetros	Dimensão (mm)	Relações dimensionais
$D_t$	400,0	$D_t/D_t = 1,0$
H	400,0	$D_t/H = 1,0$
$D_a$	130,0	$D_a = D_t/3$
J	40,0	$J = D_t /10$
W	26,0	$W = D_a /5$
E	130,0	$E = D_a$

Além dos acessórios supracitados, também foram utilizados um medidor do tipo tacômetro para leitura da rotação do impulsor mecânico, um dinamômetro para mensurar a força proporcionada pelo braço acoplado ao motor em balanço do impulsor mecânico e um reômetro rotacional de cilindros concêntricos da marca Brookfield modelo DV-III com controle de taxas de cisalhamento e temperatura para realização dos ensaios reológicos realizados com os fluidos não newtonianos. Estes dispositivos podem ser observados nas Figura 30.

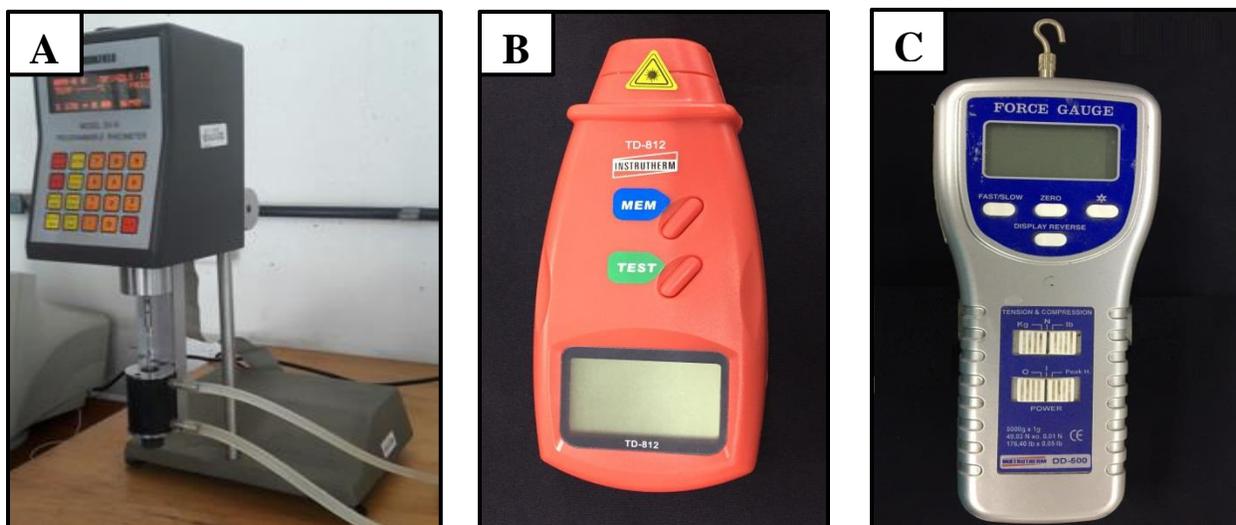


Figura 30 – a) Reômetro rotacional de cilindros concêntricos e controle de temperatura; b) Tacômetro digital; c) Dinamômetro digital.

### **4.3. Experimentos de potência consumida**

#### **4.3.1. Procedimento experimental**

Os experimentos relativos à determinação da potência consumida foram realizados após a conclusão de todos os ensaios de troca térmica e foram conduzidos nas exatas rotações utilizadas para tal. Sendo o valor inferior igual a 100 RPM, e o valor superior o máximo utilizado nos ensaios térmicos, ou seja 1100 RPM, sempre evitando o fenômeno de aeração da massa do tanque.

Em cada rotação a força oposta ao sentido de rotação proporcionado pelo motor em balanço foi mensurada através de um braço acoplado ao motor, com o auxílio de um dinamômetro. As medidas das forças foram realizadas em triplicatas utilizando 3 distâncias entre o ponto de medida e o centro do eixo do impulsor mecânico, sendo a potência consumida obtida com o valor médio das potências calculadas em cada distância. O comprimento dos braços utilizados foram de 200mm, 400mm e 600mm.

Visto que os valores da potência consumida para os sistemas utilizando água e solução de sacarose foram muito baixos e próximos, decidiu-se não dar continuidade a estes experimentos utilizando tais fluidos. Desta forma, foram coletados valores de potência em 8 diferentes combinações de fluido e impulsor mecânico, cada um com 5 rotações em triplicata, totalizando um valor de 120 coletas de dados.

O planejamento experimental dos ensaios relativos à potência consumida podem ser observados na Tabela 10.

Tabela 10 – Planejamento experimental dos ensaio de potência consumida.

Ensaio	Fluido	Impulso r	Rotação Aplicada (RPM)				
1 - 5	C.M.C - 0.5%	Axial	100	300	500	700	900
11 - 15	C.M.C - 1.0%	Axial	100	300	500	700	900
21 - 25	C.M.C - 1.5%	Axial	300	500	700	900	1100
31 - 35	Carbopol - 1.5%	Axial	400	600	700	800	1000
6 - 10	C.M.C 0.5%	Radial	100	225	350	475	600
16 - 20	C.M.C 1.0%	Radial	100	300	500	700	900
26 - 30	C.M.C 1.5%	Radial	850	250	450	550	700
36 - 40	Carbopol 1.5%	Radial	250	400	500	550	700

#### 4.3.2. Métodos de cálculo

Os valores finais de potência consumida foram obtidos com o auxílio do cálculo do torque, medido por meio da força mensurada no motor elétrico em balanço. A Equação 88 apresenta o cálculo da potência.

$$P = 2 \pi N B_p F_p \quad (88)$$

Sendo N o valor de rotações por segundo,  $F_p$  o valor da força proporcionada pelo motor em Newtons,  $B_p$  a distância entre o ponto de medida da força até o centro do eixo do impulsor mecânico em metros e P a potência consumida em Watts.

#### 4.4. Experimentos de troca térmica

##### 4.4.1. Procedimento experimental

A solução desejada foi preparada através da dissolução de uma determinada massa de polímero ou sacarose em 50L de água destilada. Esta etapa foi realizada no mesmo tanque em que os ensaios térmicos foram conduzidos.

Após o preparo de cada solução, foi estabelecido um período mínimo de 24h de intervalo para realização do primeiro ensaio. Este período foi instituído para verificação de sedimentações oriundas de diluições incompletas. A partir do instante em que a solução foi aprovada para utilização, os ensaios foram realizados em sequência, até a

conclusão do planejamento experimental, conforme mostrado por meio da Tabela 11, sendo que os 6 fluidos selecionados foram submetidos a 5 diferentes rotações em um intervalo de 100 – 1100 rpm. Desta forma, foram realizados 30 rodadas experimentais para cada um dos impulsores mecânicos, totalizando 60 experimentos relativos a troca térmica.

Ao início de cada experimento, alinhava-se o fluxo do fluido quente em reciclo passando pelo refervedor e pelo banho ultratermostatizado, previamente ajustado para um set-point de 65°C. Simultaneamente, submetia-se o fluido frio, já estocado no tanque, a rotação desejada através de um inversor de frequência conectado ao motor elétrico do impelidor mecânico.

Após a estabilização da temperatura do fluido quente, o mesmo era direcionado para o alinhamento referente às chicanas tubulares verticais a uma vazão constante de 1,5 LPM (em função da unidade experimental), monitorado através do rotâmetro instalado a jusante do banho ultratermostatizado. Neste instante acionava-se um cronômetro dando início as coletas de temperatura em intervalos de 1 minuto, através da leitura dos termopares 1, 2 e 3 para o fluido a ser aquecido e 4 e 5 para o fluido aquecedor.

Conforme citado no item 4.1.1., três aliquotas foram coletadas para realização das análises reológicas, durante o início, meio e final do ensaio, viabilizando a obtenção de valores médios para os parâmetros reológicos.

Após atingir um incremento de temperatura de, no mínimo, 20°C em relação à temperatura *bulk* inicial, encerrava-se o experimento.

**Tabela 11 – Planejamento experimental dos ensaio de troca térmica.**

Ensaio (-)	Fluido (-)	Conc. Massa (%)	Tipo do Impulsor	Rotação (RPM)	Ensaio (-)	Fluido (-)	Conc. Massa (%)	Tipo do Impulsor	Rotação (RPM)
1	C.M.C.	0,50	Axial	100	31	Carbopol	1,50	Axial	400
2	C.M.C.	0,50	Axial	300	32	Carbopol	1,50	Axial	600

Continua

Tabela 11 – Planejamento experimental dos ensaio de troca térmica (continuação).

Ensaio (-)	Fluido (-)	Conc. Massa (%)	Tipo do Impulsor	Rotação (RPM)	Ensaio (-)	Fluido (-)	Conc. Massa (%)	Tipo do Impulsor	Rotação (RPM)
3	C.M.C.	0,50	Axial	500	33	Carbopol	1,50	Axial	700
4	C.M.C.	0,50	Axial	700	34	Carbopol	1,50	Axial	800
5	C.M.C.	0,50	Axial	900	35	Carbopol	1,50	Axial	1000
6	C.M.C.	0,50	Radial	100	36	Carbopol	1,50	Radial	250
7	C.M.C.	0,50	Radial	225	37	Carbopol	1,50	Radial	400
8	C.M.C.	0,50	Radial	350	38	Carbopol	1,50	Radial	500
9	C.M.C.	0,50	Radial	475	39	Carbopol	1,50	Radial	550
10	C.M.C.	0,50	Radial	600	40	Carbopol	1,50	Radial	700
11	C.M.C.	1,00	Axial	100	41	Sacarose	50,00	Axial	100
12	C.M.C.	1,00	Axial	300	42	Sacarose	50,00	Axial	300
13	C.M.C.	1,00	Axial	500	43	Sacarose	50,00	Axial	500
14	C.M.C.	1,00	Axial	700	44	Sacarose	50,00	Axial	700
15	C.M.C.	1,00	Axial	900	45	Sacarose	50,00	Axial	1000
16	C.M.C.	1,00	Radial	100	46	Sacarose	50,00	Radial	100
17	C.M.C.	1,00	Radial	300	47	Sacarose	50,00	Radial	300
18	C.M.C.	1,00	Radial	500	48	Sacarose	50,00	Radial	500
19	C.M.C.	1,00	Radial	700	49	Sacarose	50,00	Radial	700
20	C.M.C.	1,00	Radial	900	50	Sacarose	50,00	Radial	1000
21	C.M.C.	1,50	Axial	300	51	Água	0,00	Axial	100
22	C.M.C.	1,50	Axial	500	52	Água	0,00	Axial	300
23	C.M.C.	1,50	Axial	700	53	Água	0,00	Axial	500
24	C.M.C.	1,50	Axial	900	54	Água	0,00	Axial	700
25	C.M.C.	1,50	Axial	1100	55	Água	0,00	Axial	1000
26	C.M.C.	1,50	Radial	850	56	Água	0,00	Radial	100
27	C.M.C.	1,50	Radial	250	57	Água	0,00	Radial	300
28	C.M.C.	1,50	Radial	450	58	Água	0,00	Radial	500
29	C.M.C.	1,50	Radial	550	59	Água	0,00	Radial	700
30	C.M.C.	1,50	Radial	700	60	Água	0,00	Radial	1000

#### 4.4.2. Métodos de cálculo

##### 4.4.2.1 Cálculo do coeficiente de película externo ( $h_o$ ) e do Número de Nusselt ( $Nu$ )

Primeiramente, foi necessário realizar a determinação do coeficiente global de troca térmica ( $U$ ) através do balanço de energia transiente do sistema utilizado.

Partindo da primeira lei da termodinâmica, pode-se associar a variação total de energia com a somatória do calor, trabalho e fluxos mássicos existentes dentro da fronteira da unidade. A Equação 89 exemplifica a esta aplicação.

$$\sum q_{vc} - \sum W_{vc} + \sum \dot{m}_e (h_e + v_e^2/2 + g z_e) - \sum \dot{m}_s (h_s + v_s^2/2 + g z_s) = \frac{dE_{vc}}{d\theta} \quad (89)$$

A Equação 89 foi simplificada a partir de algumas premissas. Devido à aplicação de um isolamento térmico de nylon e refratário de alumínio, o termo  $Q_{vc}$  relativo à perda de calor para o meio externo foi desprezado. A energia cinética e potencial também foram consideradas insignificantes quando comparadas com a entalpia. Desta forma obteve-se a Equação 90.

$$-W_{vc} + \dot{m}_{eH}(h_e)_H - \dot{m}_{sH}(h_s)_H = \frac{dE_{vc}}{d\theta} \quad (90)$$

Visto que somente havia um fluxo atravessando a fronteira, a vazão de entrada e saída do fluido quente são idênticas e como não há mudança de fase, a variação de entalpia pode ser reescrita em função do calor sensível, através da correlação do calor específico médio e da diferença de temperaturas, conforme a Equação 91.

$$-W_{vc} + \dot{m}_H \overline{Cp}_H (T_1 - T_2) = \frac{dE_{vc}}{d\theta} \quad (91)$$

A variação da energia total em função do tempo, representada pelo termo do lado direito da Equação 91 pode ser escrito em função da variação da energia interna, energia cinética e energia potencial em função do tempo, conforme a Equação 92. Sendo que as duas últimas são desprezíveis em comparação com a energia interna.

$$\frac{dE_{vc}}{d\theta} = \frac{dE_{int.}}{d\theta} + \frac{dE_c}{d\theta} + \frac{dE_p}{d\theta} \quad (92)$$

Sendo assim, é possível dizer que a variação total da energia é equivalente apenas à variação da energia interna, conforme a Equação 93

$$-W_{vc} + \dot{m}_H \overline{Cp}_H (T_1 - T_2) = \frac{dE_{int.}}{d\theta} \quad (93)$$

Visto que os fluidos utilizados são incompressíveis, pode-se afirmar que seus valores de calor específico à pressão constante e calor específico a volume constante são praticamente iguais. A partir da definição de cada um destes parâmetros foi possível

obter uma relação entre a variação da energia interna com a variação da temperatura bulk. As Equações 94 a 99 enunciam esta passagem.

$$C_p \approx C_v \quad (94)$$

$$C_p t = H \quad (95)$$

$$C_v t = E_{int.} \quad (96)$$

Sendo assim, pode-se dizer que.

$$\frac{dH_{vc}}{d\theta} = \frac{dE_{int.}}{d\theta} \quad (97)$$

$$\frac{dH_{vc}}{d\theta} = m_b \frac{dh_{vc}}{d\theta} \quad (98)$$

Como não há mudança de fase, a variação de entalpia do fluido frio (lado direito da Equação 98) deve ser reescrita em função da variação de temperatura com o calor específico a pressão constante.

$$m_b (dh_{vc}/d\theta) = m_{b_c} \overline{Cp_c} (dt_b/d\theta) \quad (99)$$

Substituindo a Equação 99 na Equação 93, obteve-se a Equação 100.

$$-W_{vc} + \dot{m}_H \overline{Cp_H} (T_1 - T_2) = m_{b_c} \overline{Cp_c} (dt_b/d\theta) \quad (100)$$

O calor fornecido pelo fluxo do fluido quente existente no interior das chicanas tubulares verticais, representado pelo termo do lado esquerdo da Equação 100 pode ser escrito em função do coeficiente global de troca térmica (U), da área de troca térmica disponível (A) e da média logaritmica da diferença de temperaturas (LMTD), conforme a Equação 101.

$$\dot{m}_H \overline{Cp_H} (T_1 - T_2) = U A LMTD \quad (101)$$

Sendo que média logaritmica da diferença de temperaturas, pode ser representada pela Equação 101. Em que a temperatura do fluido frio é considerada homogênea em toda a massa bulk, sendo assim subtraída de ambas as temperaturas atribuídas ao fluido quente.

$$LMTD = [(T_1 - t_b) - (T_2 - t_b)] / \left( \ln \frac{T_1 - t_b}{T_2 - t_b} \right) \quad (102)$$

Simplificando a Equação 102 e substituindo-a na Equação 101, obtém-se a Equação 103

$$\dot{m}_H \overline{Cp}_H (T_1 - T_2) = U A \left[ (T_1 - T_2) / \left( \ln \frac{T_1 - t_b}{T_2 - t_b} \right) \right] \quad (103)$$

Substituindo o termo relativo ao fluxo de calor sensível do fluido quente da Equação 103 na Equação 100, obtem-se uma expressão correlacionando o coeficiente global de troca térmica com a variação das temperaturas do processo e o termo do trabalho, como exibido na Equação 104.

$$-W_{vc} + U A \left[ (T_1 - T_2) / \left( \ln \frac{T_1 - t_b}{T_2 - t_b} \right) \right] = m_{bC} \overline{Cp}_C (dt_b/d\theta) \quad (104)$$

A Equação 105 fornece esta expressão de modo que o coeficiente U seja apresentado isoladamente.

$$U = \frac{\left( m_{bC} \overline{Cp}_C \frac{dt_b}{d\theta} + W_{vc} \right)}{A (T_1 - T_2)} \ln \frac{T_1 - t_b}{T_2 - t_b} \quad (105)$$

A solução analítica da Equação 105 através de sua integração exige o cumprimento de duas condições, sendo elas: A) conhecer a variação do coeficiente global de troca térmica U em função das temperaturas, visto que o mesmo é função dos coeficientes de película que variam em função de adimensionais, como por exemplo o Número de Reynolds, que por sua vez é uma função da taxa de cisalhamento que no caso de fluidos não newtonianos aplicado em tanques com agitação, apresenta-se em forma de gradiente no sentido radial e axial; e B) obter uma expressão da variação da temperatura de saída do fluido quente em função do tempo, através de um balanço de energia diferencial no volume de controle da chicana tubular vertical, a fim de tornar viável a resolução do sistema de Equações e incógnitas.

Desta forma, torna-se necessário resolver a Equação 105 através de uma discretização, sendo assim, as derivadas das temperatura bulk podem ser calculadas pela diferença entre os dados experimentais coletados aplicando um determinado passo de tempo. A Equação 106 representa a forma discretizada da Equação 105.

$$U = \frac{\left( m_{bC} \overline{Cp}_C \left( \frac{t_b'' - t_b'}{\theta'' - \theta'} \right) + W_{vc} \right)}{A (T_1' - T_2')} \ln \frac{T_1' - t_b'}{T_2' - t_b'} \quad (106)$$

Posteriormente, reescreve-se a Equação 106 de modo a auxiliar a incorporação da resolução do termo do trabalho, assim como mostra a Equação 107

$$U = \frac{1}{A(T_1' - T_2')} \ln \frac{T_1' - t_b'}{T_2' - t_b'} \left[ m_{bc} \overline{Cp_C} \left( \frac{t_b'' - t_b'}{\theta'' - \theta'} \right) + W_{vc} \right] \quad (107)$$

Por definição, o termo do trabalho ( $W_{vc}$ ) representa a taxa de trabalho produzido no sistema por meio de partes móveis (BIRD, STEWART e LIGHTFOOT, 2002). Sendo assim, será proporcionado pela dissipação viscosa promovida pelo deslocamento de fluido devido à rotação do impulsor mecânico, conforme a Equação 108.

$$dW_{vc} = \int \mu \Phi_v \pi dr^2 H \quad (108)$$

Esta abordagem é utilizada em casos de projetos de unidades em que o valor da contribuição do trabalho ( $W_{vc}$ ) no calor gerado não pode ser obtido experimentalmente. Desta forma, devem-se aplicar as definições de viscosidade aparente para fluidos pseudoplásticos, conforme a Equação 109, sendo  $\overline{grad\vec{v}}$  a taxa de cisalhamento média; e de dissipação viscosa em coordenadas cilíndricas, conforme a Equação 110.

$$\mu = k(\overline{grad\vec{v}})^{n-1} \quad (109)$$

$$\begin{aligned} \Phi_v = & 2 \left[ \left( \frac{\partial \vec{v}_r}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{1}{r} \frac{\partial \vec{v}_\theta}{\partial \theta} + \frac{\vec{v}_r}{r} \right)^2 + \left( \frac{\partial \vec{v}_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[ r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\vec{v}_\theta}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial \vec{v}_r}{\partial \theta} \right]^2 + \\ & \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial \vec{v}_z}{\partial \theta} + \frac{\partial \vec{v}_\theta}{\partial z} \right]^2 + \left[ \frac{\partial \vec{v}_r}{\partial z} + \frac{\partial \vec{v}_z}{\partial \theta} \right]^2 - \frac{2}{3} \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \vec{v}_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial \vec{v}_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial \vec{v}_z}{\partial z} \right]^2 \end{aligned} \quad (110)$$

Entretanto, em casos em que o valor da potência consumida pode ser mensurado através do método descrito no item 4.3.2 é possível obter valores do coeficiente global de troca térmica (U) de maneira totalmente empírica, evitando erros oriundos das simplificações das Equações de campo para dissipação viscosa. Desta forma a Equação 107 pode ser reescrita conforme a Equação 111.

$$U = \frac{1}{A(T_1' - T_2')} \ln \frac{T_1' - t_b'}{T_2' - t_b'} \left[ m_{bc} \overline{Cp_C} \left( \frac{t_b'' - t_b'}{\theta'' - \theta'} \right) + (2 \pi N B_p F_p) \right] \quad (111)$$

Após determinar o passo de tempo mais adequado para representar um valor realista do coeficiente global de troca térmica, ou seja, aquele que apresentou menor

oscilação ao longo da duração do experimento, foi necessário realizar o cálculo do coeficiente de película interno.

Gnielinski (1976) propôs uma Equação para o cálculo do adimensional Número de Nusselt em tubos que apresentam escoamento de transição e turbulento ( $3000 < Re < 5 \cdot 10^6$ ) e válido para valores do Número de Prandtl de  $0,5 < Pr < 2000$ . Este método apresenta erros na faixa de 10%, ou seja, muito menor do que os tradicionais métodos propostos por Sieder e Tate com cerca de 25% de erro. Este modelo pode ser observado através da Equação 112.

$$Nu_i = \frac{h_i D_i}{k_{cond}} = \frac{(f/8)(Re_T - 1000)Pr_T}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}[(Pr_T)^{2/3} - 1]} \quad (112)$$

Sendo o fator de atrito ( $f$ ) obtido através do diagrama de Moody ou calculado por meio da Equação 113 para tubos lisos,  $Re_T$  e  $Pr_T$  o Número de Reynolds e de Prandtl para o escoamento dentro do tubo.

$$f = [0,790 \ln(Re_T) - 1,64]^{-2} \quad (113)$$

Assim sendo, o coeficiente de película interno deve ser corrigido para a área externa, visto que o fenômeno de troca térmica em questão se dá na fronteira. A Equação 114 demonstra esta correção.

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_e} \quad (114)$$

Desta forma foi possível determinar o valor do coeficiente de película externo ( $h_o$ ) através da Equação 44 e o Número de Nusselt para o fluido frio pela Equação 115.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + \sum r_d \quad (44)$$

$$Nu_o = \frac{h_o D_T}{k_{cond}} \quad (115)$$

#### 4.4.2.2 Cálculo da razão viscosa ( $\mu/\mu_w$ )

Tendo em vista a elevada viscosidade e a grande influência devido ao gradiente de temperatura existente ao longo da região bulk, tornou-se necessário calcular o termo relativo à razão da viscosidade bulk ( $T_m$ ) e da viscosidade na superfície aquecedora ( $T_w$ ).

Este cálculo foi realizado utilizando o método proposto por Metzner e Otto (1957) e o método proposto por Calderbank e Moo-Young (1961), bem como os adimensionais

Número de Reynolds e Número de Prandtl, com a finalidade de comparação entre os métodos.

Os termos da razão viscosa empregando ambos os métodos foi demonstrado no item 3.4.6 através de um dos termos das Equações 48 e 49, conforme segue enunciado isoladamente pelas Equações 116 e 117.

Calderbank e Moo-Young:

$$\frac{h_o D_t}{k_{cond}} = K(Re_{C.MY.})^a (Pr_{C.MY.})^b [(\mu/\mu_w)_{C.MY.}]^c \quad (116)$$

$$Re_{C.MY.} = \frac{N D_a^2 \rho (B N)^{1-n}}{k} \left( \frac{4n}{3n+1} \right)^n \quad (116A)$$

$$Pr_{C.MY.} = \frac{c_p k (B N)^{n-1}}{k_{cond}} \left( \frac{3n+1}{4n} \right)^n \quad (116B)$$

$$(\mu/\mu_w)_{C.MY.} = \frac{k (B N)^{n-1}}{k_w (B_w N)^{n_w-1}} \quad (116C)$$

Metzner e Otto:

$$\frac{h_o D_t}{k_{cond}} = K(Re_{M.O.})^a (Pr_{M.O.})^b [(\mu/\mu_w)_{M.O.}]^c \quad (117)$$

$$Re_{M.O.} = \frac{N^{2-n} D_a^2 \rho}{k k_s^{n-1}} \quad (117A)$$

$$Pr_{M.O.} = \frac{c_p k (k_s N)^{n-1}}{k_{cond}} \quad (117B)$$

$$(\mu/\mu_w)_{M.O.} = \frac{k (k_s N)^{n-1}}{k_w (k_s w N)^{n_w-1}} \quad (117C)$$

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 5.1. Análise de resultados

Os resultados obtidos por meio da aplicação dos métodos descritos nos itens 4.3.2 e 4.4.2 foram analisados a fim de atingir todos os objetivos específicos mencionados no item 2.2.

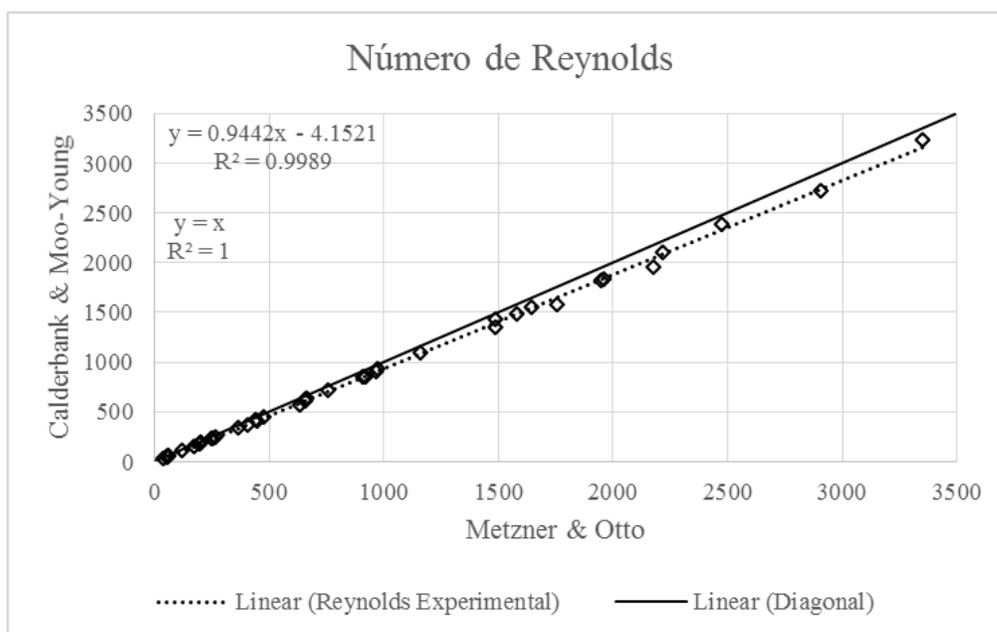
Desta forma pôde-se sumarizar este processo em nove etapas:

- 1) Cálculo e comparação dos adimensionais Número de Nusselt, Prandtl, Reynolds e razão viscosa para a zona bulk através dos métodos propostos por Metzner e Otto (1957) e por Calderbank e Moo-Young (1961);
- 2) Quantificação do número de potência para os impulsores radial e axial;
- 3) Avaliação do consumo de potência em cada impulsor estudado;
- 4) Determinação do coeficiente global de troca térmica (U) através do método da discretização;
- 5) Obtenção do coeficiente de película interno pelo método de Gnielinski e correção em função da área externa;
- 6) Cálculo do coeficiente de película externo;
- 7) Obtenção de um modelo matemático da Equação de Nusselt para os impulsores radial e axial;
- 8) Comparação da eficiência da transmissão de calor entre os impulsores radial e axial;
- 9) Comparação dos resultados obtidos experimentalmente com os dados fornecidos pela literatura.

## 5.2. Análise comparativa entre os métodos de Metzner e Otto (1957) e de Calderbank e Moo-Young (1961).

De acordo com o tópico 4.4.2.2, os adimensionais Número de Reynolds ( $Re$ ), Número de Prandtl ( $Pr$ ) e Razão Viscosa ( $\mu/\mu_w$ ) foram calculados utilizando ambos os métodos citados com a finalidade de estabelecer um comparativo entre os mesmo.

A análise gráfica dos valores calculados destes adimensionais, bem como seus respectivos desvios (%d) podem ser observados com o auxílio das Figuras 31,32 e 33.



**Figura 31 – Comparativo do Número de Reynolds**

Através da Figura 31, nota-se que os valores obtidos para este adimensional quando calculados através do método proposto por Calderbank e Moo-Young são inferiores aos valores obtidos pelo método de Metzner e Otto, apresentando um desvio médio de 6,5%.

Este desvio é explicado pelo cálculo da taxa de cisalhamento de cada método. Conforme exibido pelas Equações 22 e 31.

$$N k_s = \overline{(\dot{\gamma})} \quad (22)$$

$$\overline{(\dot{\gamma})} = B N \left( \frac{4n}{3n+1} \right)^{\frac{n}{1-n}} \quad (31)$$

Comparando os métodos perante o impulsor do tipo radial, que possui os valor de  $k_s$  e  $B$  semelhantes (11,5 e 11,6 respectivamente) percebe-se que o termo da Equação 31 que leva em conta o índice de comportamento ( $n$ ) ocasiona uma redução de aproximadamente 20% do valor da taxa de cisalhamento média ( $\bar{\dot{\gamma}}$ ). A Tabela 12 demonstra o desvio entre os valores calculados da taxa de cisalhamento.

Visto que por definição a taxa de cisalhamento encontra-se no denominador da Equação tradicional do Número de Reynolds (Equação 21), elevado a um valor negativo ( $n-1$ ), os valores do Número de Reynolds tendem a ser maior quando apresentarem uma taxa de cisalhamento maior, por conta da viscosidade aparente ser menor em função da pseudoplasticidade do fluido.

$$Re = \frac{ND_a^2 \rho}{k (\dot{\gamma})^{n-1}} \quad (21)$$

**Tabela 12 – Desvio entre as taxas de cisalhamento de Metzner e Otto e Calderbank e Moo-Young.**

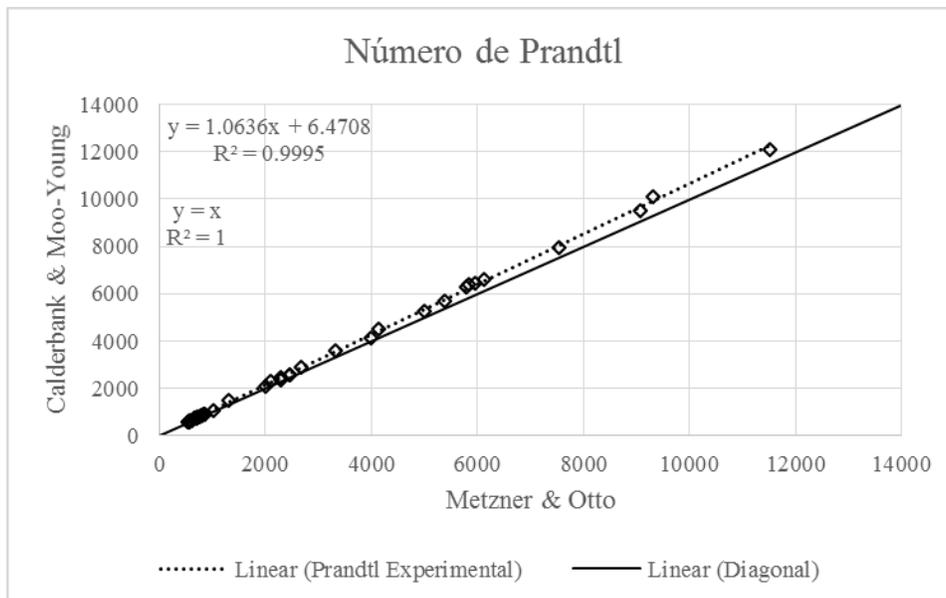
Ensaio	Rotação (RPS)	N (-)	Ks (-)	B (-)	Metzner e Otto $\dot{\gamma}$ (Pa.S)	Calderbank e Moo-Young $\dot{\gamma}$ (Pa.S)	(%d)
125	1,67	0,708	10,0	11,6	16,67	15,24	8,6%
126	5,00	0,700	10,0	11,6	50,00	45,74	8,5%
127	8,33	0,718	10,0	11,6	83,33	76,16	8,6%
128	11,67	0,760	10,0	11,6	116,67	106,39	8,8%
129	15,00	0,751	10,0	11,6	150,00	136,85	8,8%
135	1,67	0,782	11,5	11,6	19,17	15,18	20,8%
136	3,75	0,782	11,5	11,6	43,13	34,16	20,8%
137	5,83	0,768	11,5	11,6	67,08	53,17	20,7%
138	7,92	0,767	11,5	11,6	91,04	72,17	20,7%
139	10,00	0,782	11,5	11,6	115,00	91,10	20,8%
145	1,67	0,705	10,0	11,6	16,67	15,24	8,5%
146	5,00	0,720	10,0	11,6	50,00	45,69	8,6%
147	8,33	0,735	10,0	11,6	83,33	76,09	8,7%
148	11,67	0,745	10,0	11,6	116,67	106,47	8,7%
149	15,00	0,719	10,0	11,6	150,00	137,07	8,6%
155	1,67	0,600	11,5	11,6	19,17	15,34	20,0%

Continua

**Tabela 12 – Desvio entre as taxas de cisalhamento de Metzner e Otto e Calderbank e Moo-Young (continuação).**

<b>Ensaio</b>	<b>Rotação (RPS)</b>	<b>N (-)</b>	<b>Ks (-)</b>	<b>B (-)</b>	<b>Metzner e Otto <math>\dot{\gamma}</math> (Pa.S)</b>	<b>Calderbank e Moo- Young <math>\dot{\gamma}</math> (Pa.S)</b>	<b>(%d)</b>
<b>156</b>	5,00	0,640	11,5	11,6	57,50	45,90	20,2%
<b>157</b>	8,33	0,638	11,5	11,6	95,83	76,51	20,2%
<b>158</b>	11,67	0,675	11,5	11,6	134,17	106,88	20,3%
<b>159</b>	15,00	0,646	11,5	11,6	172,50	137,66	20,2%
<b>130</b>	5,00	0,639	10,0	11,6	50,00	45,91	8,2%
<b>131</b>	8,33	0,658	10,0	11,6	83,33	76,42	8,3%
<b>132</b>	11,67	0,649	10,0	11,6	116,67	107,05	8,2%
<b>133</b>	15,00	0,613	10,0	11,6	150,00	137,95	8,0%
<b>134</b>	18,33	0,619	10,0	11,6	183,33	168,54	8,1%
<b>140</b>	14,17	0,633	11,5	11,6	162,92	130,11	20,1%
<b>141</b>	4,17	0,645	11,5	11,6	47,92	38,24	20,2%
<b>142</b>	7,50	0,640	11,5	11,6	86,25	68,86	20,2%
<b>143</b>	9,17	0,658	11,5	11,6	105,42	84,06	20,3%
<b>144</b>	11,67	0,652	11,5	11,6	134,17	107,02	20,2%
<b>150</b>	6,67	0,562	10,0	11,6	66,67	61,54	7,7%
<b>151</b>	10,00	0,498	10,0	11,6	100,00	92,81	7,2%
<b>152</b>	11,67	0,477	10,0	11,6	116,67	108,50	7,0%
<b>153</b>	13,33	0,445	10,0	11,6	133,33	124,42	6,7%
<b>154</b>	16,67	0,477	10,0	11,6	166,67	155,01	7,0%
<b>160</b>	4,17	0,710	11,5	11,6	47,92	38,09	20,5%
<b>161</b>	6,67	0,476	11,5	11,6	76,67	62,01	19,1%
<b>162</b>	8,33	0,535	11,5	11,6	95,83	77,09	19,6%
<b>163</b>	9,17	0,532	11,5	11,6	105,42	84,83	19,5%
<b>164</b>	11,67	0,507	11,5	11,6	134,17	108,19	19,4%

Esta mesma análise explica os desvios encontrados para o adimensional Número de Prandtl, apresentados pela Figura 32. Neste caso o desvio médio calculado foi de 6,1%.

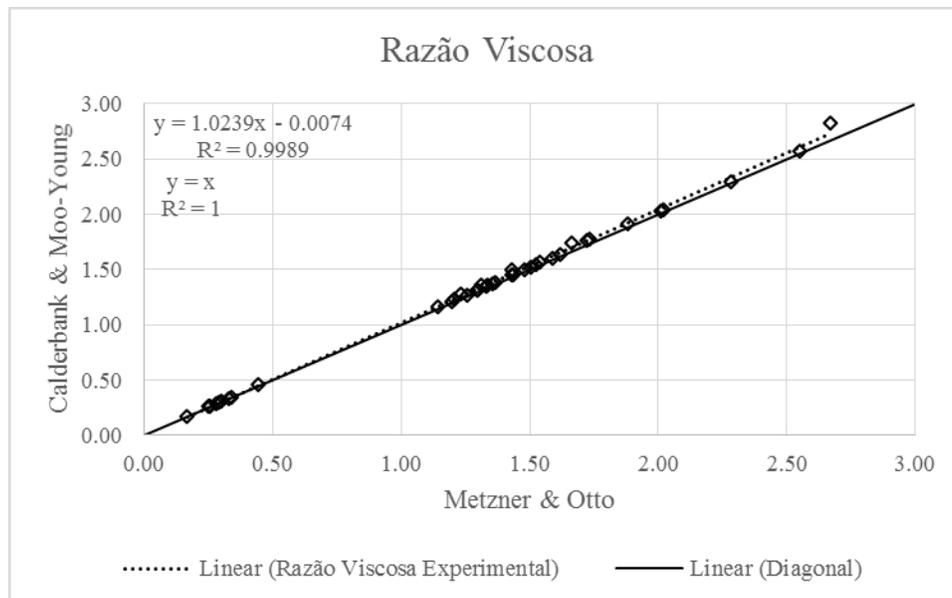


**Figura 32 – Comparativo do Número de Prandtl.**

De modo que o Número de Prandtl e a viscosidade apresentam relação diretamente proporcional, e ainda em função das características pseudoplásticas do fluido utilizado, o método de Calderbank e Moo-Young apresentam valores superiores aos calculados pelo método de Metzner e Otto, por conta das taxas de cisalhamento numericamente inferiores.

As análises previamente realizadas para os adimensionais de Reynolds e de Prandtl podem ser bem observadas através da Figura 33 que representa o desvio do adimensional razão viscosa ( $\mu/\mu_w$ ) em função dos métodos estudados.

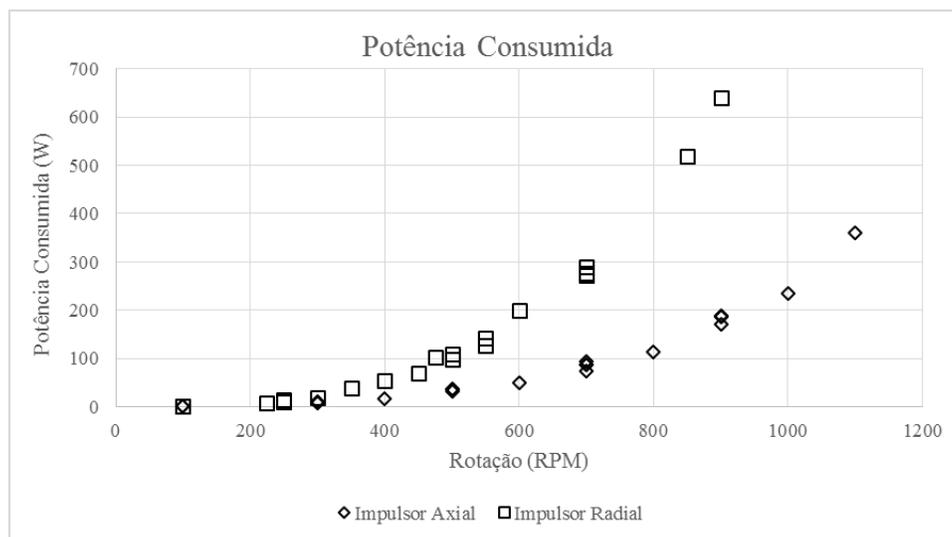
O desvio médio para este grupo adimensional foi amortecido em função da razão entre os valores calculados nas temperaturas bulk e na temperatura da parede (fonte quente). Pois, o índice de comportamento é diretamente proporcional a temperatura, ocasionando que em zonas quentes as propriedades reológicas do fluido pseudoplastico tendam a apresentar comportamento newtoniano. Desta forma o desvio médio foi de 1.6%.



**Figura 33 – Comparativo da Razão Viscosa.**

### 5.3. Análise da potência consumida

A Figura 34 exemplifica a comparação do consumo de potência entre os impulsores axial e radial em função do aumento da rotação aplicada à solução do tanque.

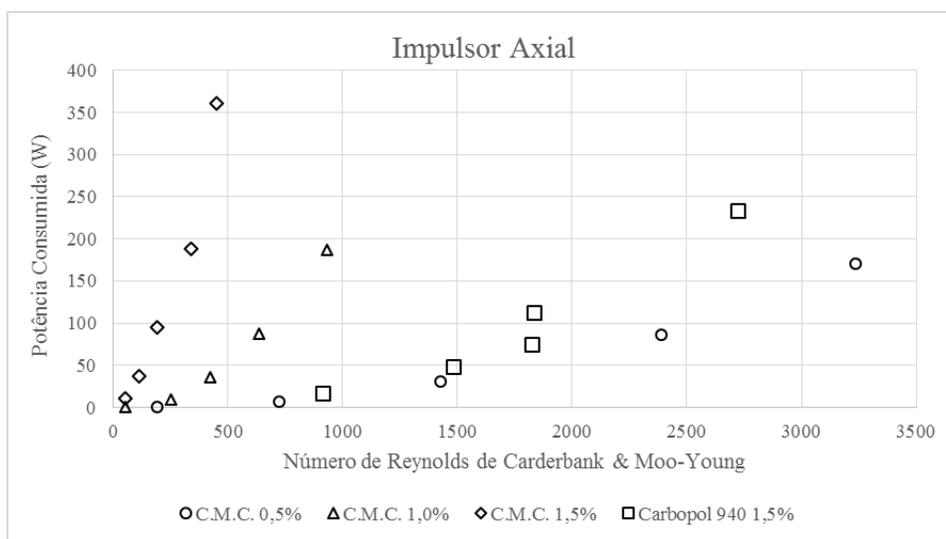


**Figura 34 – Potência x Rotação.**

Através desta comparação é possível notar que o impulsor radial consome mais potência quando aplicado nas mesmas rotações que o impulsor axial.

Este fato é esperado tendo em vista que a configuração geométrica das pás do impulsor radial proporciona maior resistência ao movimento, quando com parado com as pás do impulsor axial que possuem inclinação suficiente para reduzir este fenômeno; associado ao fato do sistema ser monido de chicanas tubulares, que dificultam a propagação do fluxo tangencial.

Entretanto, visto que os fluidos utilizados nesta pesquisa apresentam comportamento não newtoniano em diferentes intensidades, é necessário realizar uma análise da potência consumida em função do número de Reynolds para cada fluido, conforme as Figuras 35 e 36.



**Figura 35 – Comportamento dos fluidos sob agitação do impulsor axial.**

Desta forma nota-se que ao analisar o consumo de potência necessário para proporcionar o mesmo valor de de Número de Reynolds, o fluido que apresenta a maior resistência ao escoamento é a solução de carboximetilcelulose sódica a 1,5% e a menor resistência é obtida com a solução de carboximetilcelulose sódica a 0,5%. O mesmo comportamento é notado quando aplicado o impulsor radial.

Através dos dados do reológicos mensurados durante os ensaios, este fenômeno pode ser confirmado através do cálculo da viscosidade aparente média para cada fluido através da tensão cisalhante média, como demonstra a tablea 13.

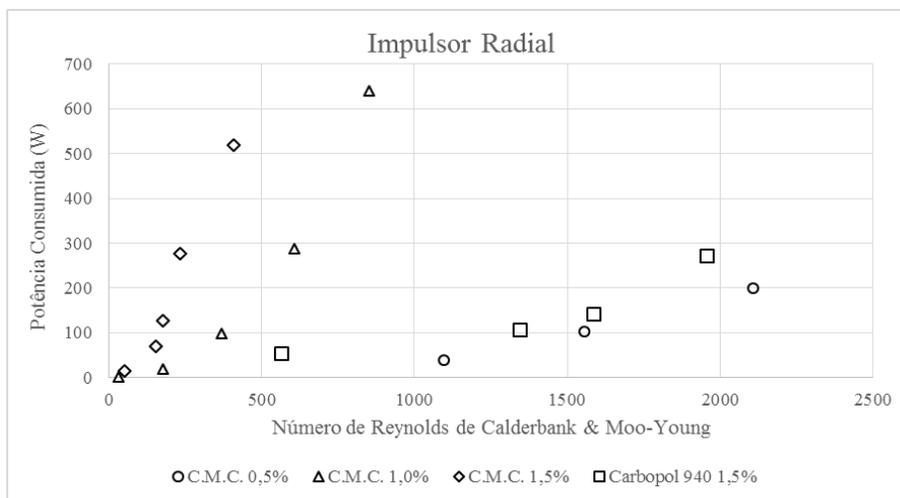


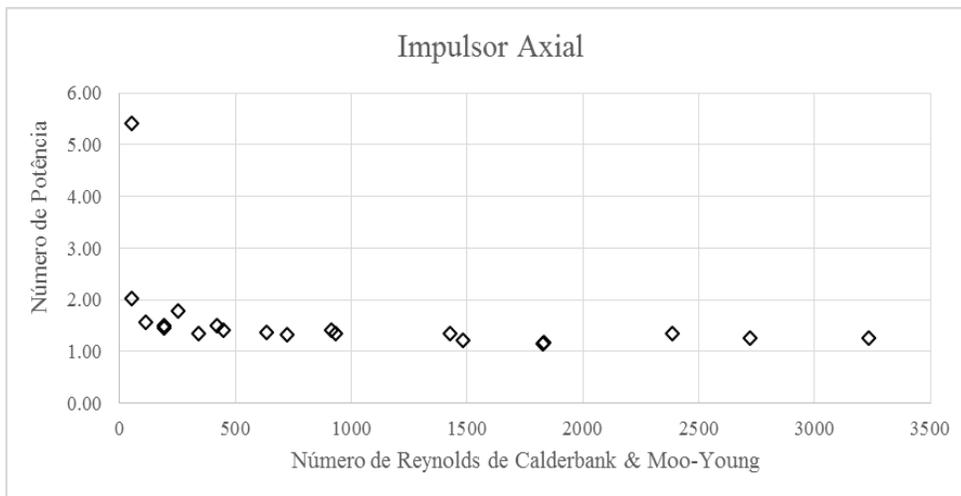
Figura 36 – Comportamento dos fluidos sob agitação do impulsor radial.

Tabela 13 – Viscosidade aparente média dos ensaios realizados.

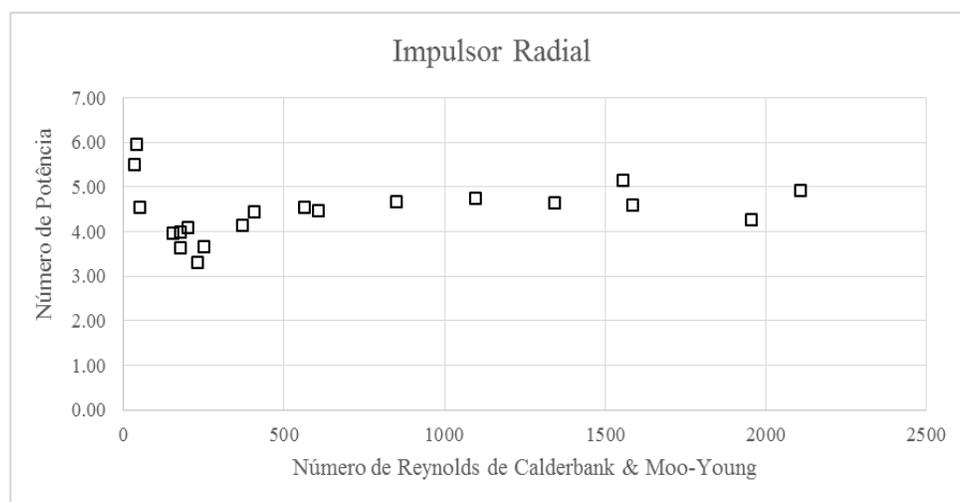
Fluido	Impulsor	Viscosidade Aparente Média $\eta$ (Pa.S)
<b>C.M.C. 0.5%</b>	Axial	0.108
<b>Carbopol 940 1.5%</b>	Axial	0.118
<b>C.M.C. 1.0%</b>	Axial	0.374
<b>C.M.C. 1.5%</b>	Axial	1.116
<b>C.M.C. 0.5%</b>	Radial	0.099
<b>Carbopol 940 1.5%</b>	Radial	0.121
<b>C.M.C. 1.0%</b>	Radial	0.482
<b>C.M.C. 1.5%</b>	Radial	0.935

Apresentam-se nas Figuras 37 e 38 a análise do consumo de potência através do adimensional Número de potência em função do Reynolds de Calderbank e Moo-Young para os impulsores axial e radial, respectivamente. Esta é uma associação largamente utilizada em projetos de tanques com agitação e mistura, uma vez que desta forma é possível prever a potência consumida em qualquer tanque de dimensões conhecidas que sigam as relações utilizadas para construção do gráfico.

Nota-se que, as Figuras 37 e 38 corroboram com as análises realizadas através das Figuras 34, 35 e 36 de modo a confirmar a maior demanda de potência durante o processo de agitação utilizando o impulsor radial.



**Figura 37 – Número de potência em função do Número de Reynolds para o impulsor axial.**



**Figura 38 – Número de potência em função do Número de Reynolds para o impulsor radial.**

Por meio da análise do Número de Potência é possível notar um consumo de 200% a 400% maior com o impulsor radial.

Nota-se também a reprodução de um fenômeno previamente observado por Metzner e Otto (1957) em que escoamentos que apresentam Número de Reynolds entre  $10^1$  e  $10^2$  indicam um redução e logo em seguida um aumento no valor do Número de Potência de forma a atingir a estabilidade. Este fenômeno foi explicado pelos autores como oriundo da desaceleração do fluido ao sair de uma zona de elevada taxa de cisalhamento de encontro às camadas de maior viscosidade por estarem mais afastadas do impulsor.

#### 5.4. Análise da troca térmica

Os cálculos para obtenção do coeficiente global de troca térmica ( $U$ ) foram realizados segundo a Equação 111, apresentada no item 4.4.2.1, proveniente do balanço global de energia do sistema.

Os passos adotados para resolução do termo  $d\theta$  da Equação foram de 1, 2, 3 e 4 minutos. Um exemplo do resultado obtido pelo método da discretização pode ser observado na Figura 39, que representa o ensaio térmico para a solução de carbopol 940 1,5% agitado pelo impulsor radial a uma velocidade de 400 RPM.

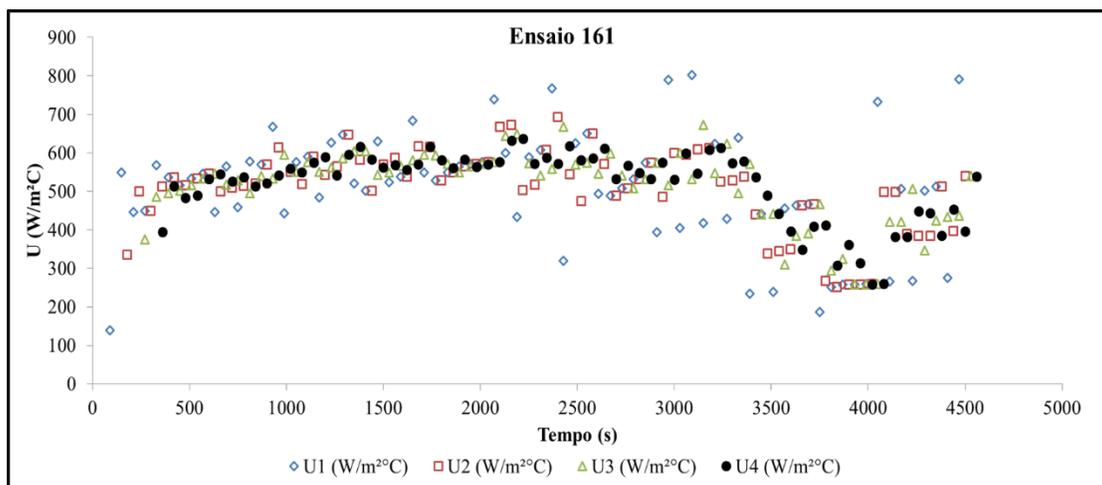


Figura 39 – Coeficiente global de troca térmica ( $U$ ) calculado para diferentes intervalos de tempo.

Por meio dos resultados obtidos em gráficos similares à Figura 39, aplicou-se o conceito de média integral da função com a finalidade de obter valores representativos do coeficiente global de troca térmica ( $U$ ) para cada ensaio realizado.

Este processo foi realizado, primeiramente obtendo uma função ( $U = f(\theta)$ ) da nuvem de pontos para cada intervalo que representasse a tendência geral do ensaio em particular. A partir deste ponto era aplicado a integral definida entre os intervalos de tempo de duração do ensaio ( $\theta_{final} - \theta_{inicial}$ ). O resultado desta etapa deve ser dividido pelo mesmo intervalo utilizado na integral.

A Equação 118 demonstra o conceito de média integral utilizada nos ensaios de troca térmica descrito.

$$\bar{U} = \frac{1}{\theta_2 - \theta_1} \int_{\theta_1}^{\theta_2} f(\theta) d\theta \quad (118)$$

Nota-se que o intervalo de 4 minutos fornece a tendência de maior estabilidade de função, evitando flutuações. Desta forma, os demais ensaios foram discretizados utilizando este intervalo de tempo e seus valores podem ser verificados na Tabela 14.

**Tabela 14 – Valores do coeficiente global de troca térmica (U) discretizados para o passo de 4 minutos.**

<b>Ensaio</b>	<b>U (W/m<sup>2</sup>°C)</b>						
1	204.3	16	113.2	31	354.1	46	649.2
2	317.4	17	279.4	32	441.9	47	1157.3
3	469.5	18	559.4	33	552.9	48	1278.3
4	514.4	19	770.5	34	451.7	49	1270.2
5	642.1	20	928.5	35	693.9	50	1445.8
6	251.4	21	137.0	36	405.6	51	879.5
7	417.1	22	231.4	37	512.3	52	1272.0
8	490.3	23	339.3	38	467.3	53	1363.1
9	544.7	24	469.0	39	690.4	54	1477.3
10	645.9	25	619.3	40	879.3	55	1560.9
11	136.4	26	818.7	41	413.0	56	1263.7
12	258.8	27	155.7	42	946.3	57	1383.4
13	375.9	28	269.1	43	1132.2	58	1602.9
14	460.9	29	374.9	44	1246.5	59	1667.9
15	589.4	30	595.3	45	1318.7	60	1741.6

Através dos valores médios do coeficiente global de troca térmica para cada ensaio, juntamente do coeficiente de película interno corrigido para o diâmetro externo da chicana tubular (área de troca térmica), descrito pelo método de Gnielinski (1976) no item 4.4.2.2., foi possível calcular os valores do coeficiente de película externo, viabilizando a obtenção dos valores do adimensional Número de Nusselt.

### 5.5. Predição do modelo do número de Nusselt

Os modelos matemáticos para Equação de Nusselt foram elaborados por intermédio da regressão múltipla linear dos três grupos adimensionais estudados: Reynolds, Prandtl e Razão Viscosa, conforme mencionado no item 3.4.6.

A Equação 119 retrata o modelo desejado através da regressão múltipla não linear, que remete aos tradicionais modelos utilizados para troca térmica.

$$Nu = K (Re)^a (Pr)^b \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^c \quad (119)$$

A Equação 119 foi trabalhada conforme as Equações 48 e 49, utilizando os métodos de Calderbank e Moo-Young (1961) e de Metzner e Otto (1957), respectivamente.

$$\frac{h_o D_t}{k_{cond}} = K \left( \frac{N D_a^2 \rho (B N)^{1-n}}{k} \left( \frac{4n}{3n+1} \right)^n \right)^a \left( \frac{c_p k (BN)^{n-1}}{k_{cond}} \left( \frac{3n+1}{4n} \right)^n \right)^b \left( \frac{k (BN)^{n-1}}{k_w (B_w N)^{n_w-1}} \right)^c \quad (48)$$

$$\frac{h_o D_t}{k_{cond}} = K \left( \frac{N^{2-n} D_a^2 \rho}{k k_s^{n-1}} \right)^a \left( \frac{c_p k (k_s N)^{n-1}}{k_{cond}} \right)^b \left( \frac{k (k_s N)^{n-1}}{k_w (k_s w N)^{n_w-1}} \right)^c \quad (49)$$

A regressão múltipla não linear foi realizada através do método descrito por Chilton, Drew e Jebens (1944) em seu artigo, e consiste na análise gráfica por linearização, para obter os expoentes que melhor se ajustam ao fenômeno.

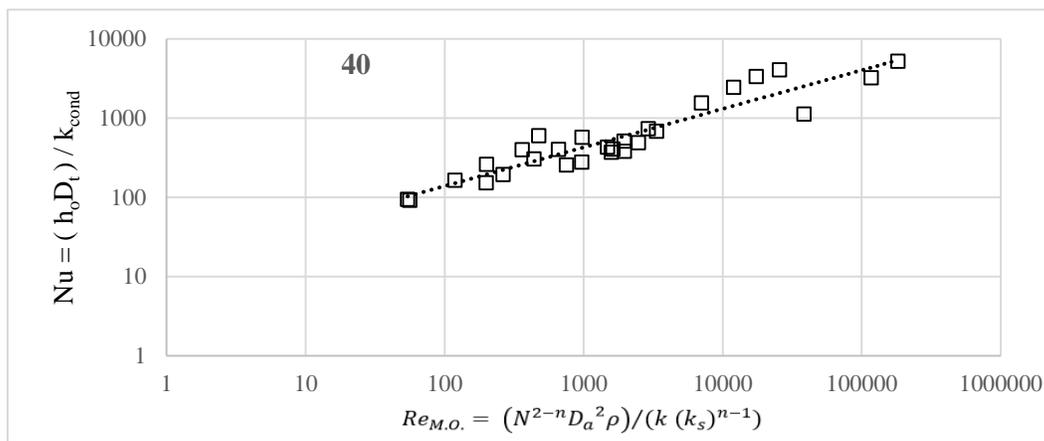
Este método foi constituído por cinco etapas denominadas de A a E e identificadas com (') quando associado ao método de Metzner e Otto (M.O.) e (") quando associado ao método de Calderbank e Moo-Young (C.M.), sendo ambos aplicados tanto ao impulsor axial quanto ao radial, conforme ilustrado no Quadro 2.

**Quadro 2 – Etapas do método da regressão múltipla não linear por análise gráfica.**

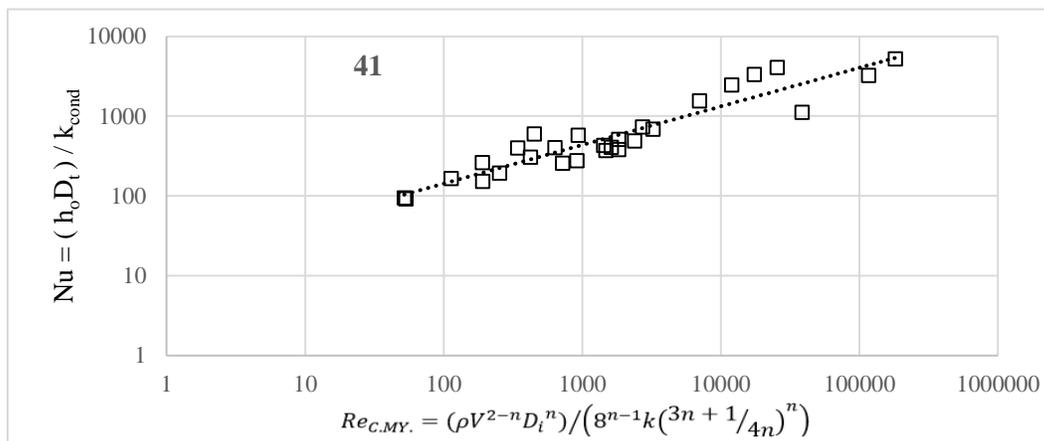
Etapa		Axial		Radial	
A	Nusselt $f$ (Reynolds)	M.O.	C.M.	M.O.	C.M.
B	[Nusselt / (Reynolds) <sup>a</sup> ] $f$ (Prandtl)	M.O.	C.M.	M.O.	C.M.
C	[Nusselt / (Prandtl) <sup>b</sup> ] $f$ (Reynolds)	M.O.	C.M.	M.O.	C.M.
D	[Nusselt / (Prandtl <sup>b</sup> x Reynolds <sup>c</sup> )] $f$ (Razão Viscosa)	M.O.	C.M.	M.O.	C.M.
E	[Nusselt / (Prandtl <sup>b</sup> x Razão Viscosa <sup>d</sup> )] $f$ (Reynolds)	M.O.	C.M.	M.O.	C.M.

## ETAPA A

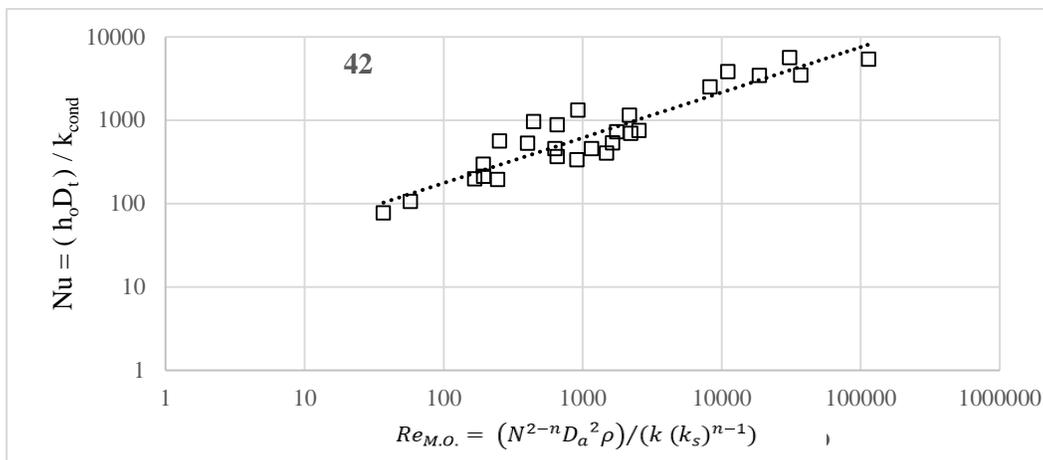
Inicialmente foi obtida uma função de potência do Número de Nusselt pelo Número de Reynolds. As Figuras 40 a 43, representam a etapa A para ambos os impulsores e ambos os métodos.



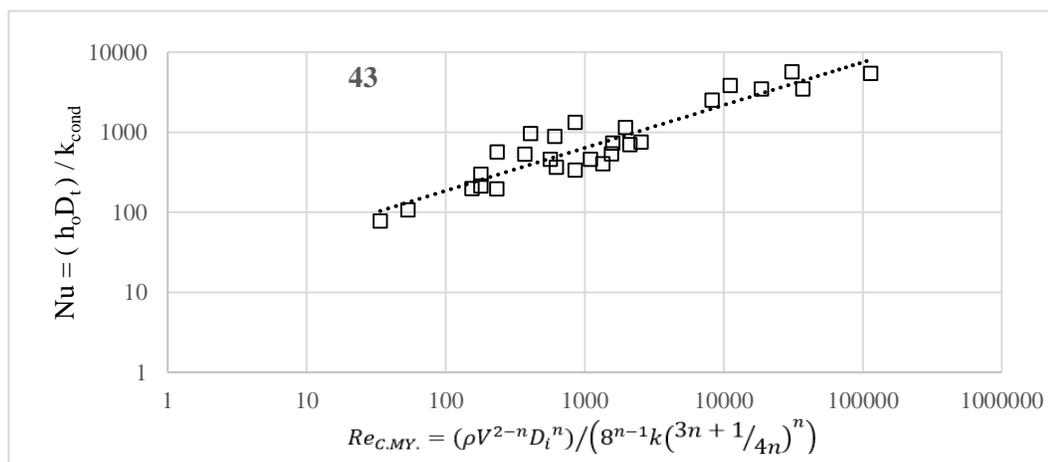
**Figura 40 – Gráfico A': Nusselt em função de Reynolds de Metzner e Otto (1957) para impulsor Axial.**



**Figura 41 – Gráfico A'': Nusselt em função de Reynolds de Calderbank e Moo-Young (1961) para impulsor Axial.**



**Figura 42 – Gráfico A': Nusselt em função de Reynolds de Metzner e Otto (1957) para impulsor Radial.**



**Figura 43 – Gráfico A'': Nusselt em função de Reynolds de Calderbank e Moo-Young (1961) para impulsor Radial.**

A etapa A teve por objetivo verificar se o Número de Nusselt deve ser representado por uma ou mais funções do Número de Reynolds. Como observado nas Figuras 40 a 43, não houve descontinuidade de função, desta forma apenas uma função pôde suprir todo o fenômeno. Essas funções encontram-se no Quadro 3.

**Quadro 3 – Regressões obtidas durante a Etapa A para o impulsor do tipo axial e radial.**

Expoente Aplicado	Figura 40 Gráfico A' Axial	Figura 41 Gráfico A'' Axial	Figura 42 Gráfico A' Radial	Figura 43 Gráfico A' Radial
-	$y = 14,74x^{0,487}$	$y = 15,37x^{0,484}$	$y = 14,43x^{0,543}$	$y = 15,75x^{0,535}$

## ETAPA B

Em seguida a etapa B consistiu em estabelecer uma correlação entre a razão do Número de Nusselt pelo Número de Reynolds, em função do Número de Prandtl. Determinando, desta forma, o expoente final do Número de Prandtl (<sup>b</sup>).

Inicialmente, aplicou-se ao Número de Reynolds o expoente obtido através de cada função de potência da etapa A, conforme observado por meio da Tabela 15. Posteriormente outros valores foram arbitrados com a finalidade de identificar aquele que proporciona o melhor ajuste a função da etapa em questão. As Figuras 44 a 47 ilustram a etapa B.

Tabela 15 – Expoentes obtidos durante a etapa A.

Gráfico	A' - Axial	A'' - Axial	A' - Radial	A'' - Radial
Expoente da etapa A	0,487	0,484	0,543	0,535

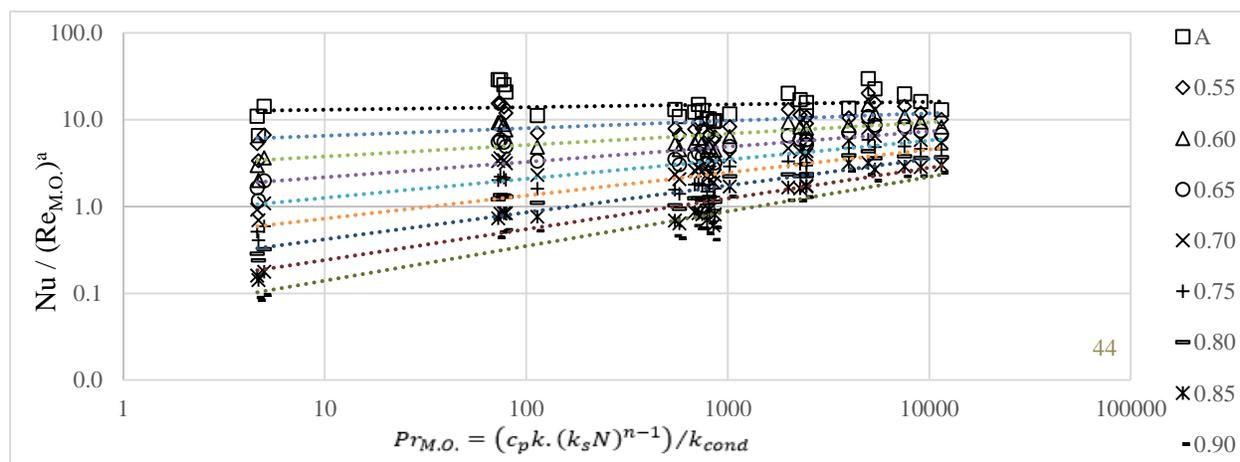


Figura 44 – Gráfico B': Nusselt / (Reynolds)<sup>a</sup> em função de Prandtl de Metzner e Otto (1957) para impulsor Axial.

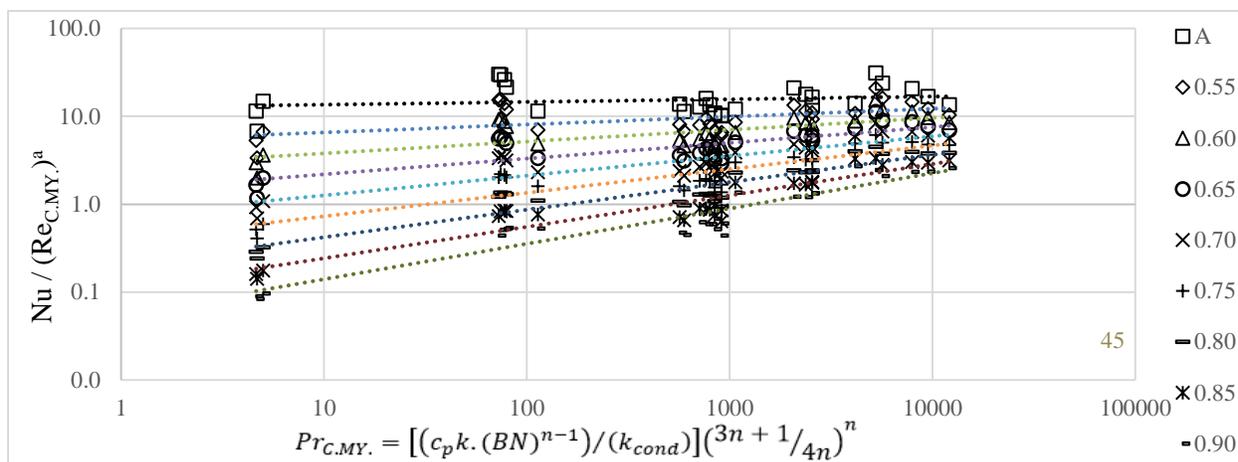


Figura 45 – Gráfico B': Nusselt / (Reynolds)<sup>a</sup> em função de Prandtl de Calderbank e Moo-Young (1961) para impulsor Axial.

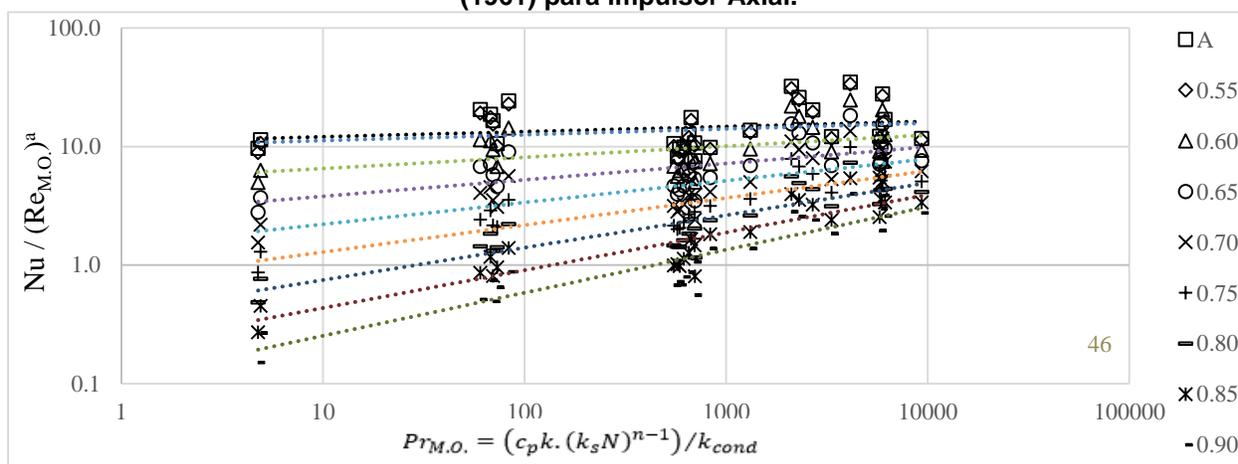


Figura 46 – Gráfico B': Nusselt / (Reynolds)<sup>a</sup> em função de Prandtl de Metzner e Otto (1957) para impulsor Radial.

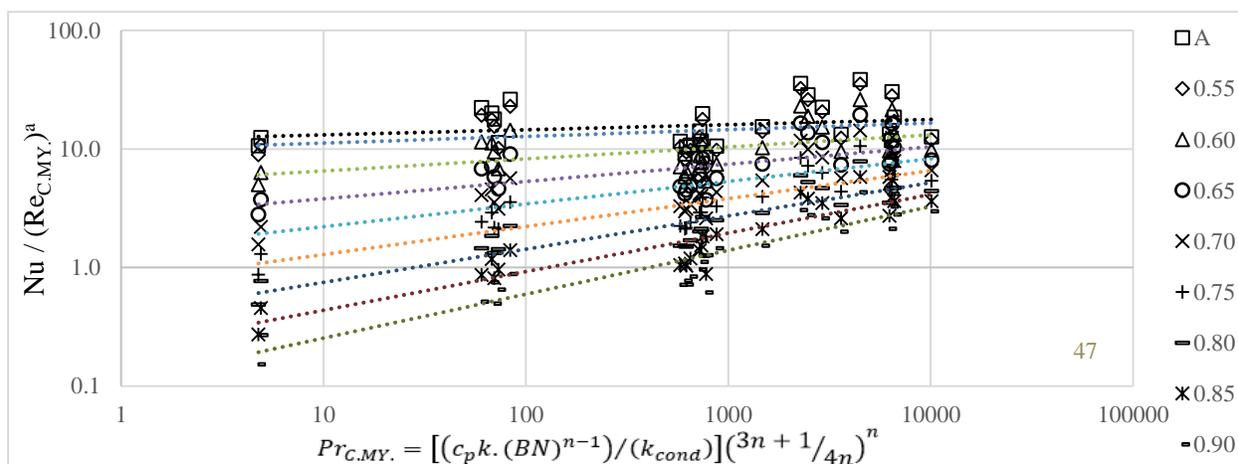


Figura 47 – Gráfico B': Nusselt / (Reynolds)<sup>a</sup> em função de Prandtl de Calderbank e Moo-Young (1961) para impulsor Radial.

As equações obtidas por meio das regressões realizadas durante a etapa B para cada expoente aplicado ao Número de Reynolds, podem ser verificadas por meio do Quadro 4 para os impulsores do tipo axial e radial.

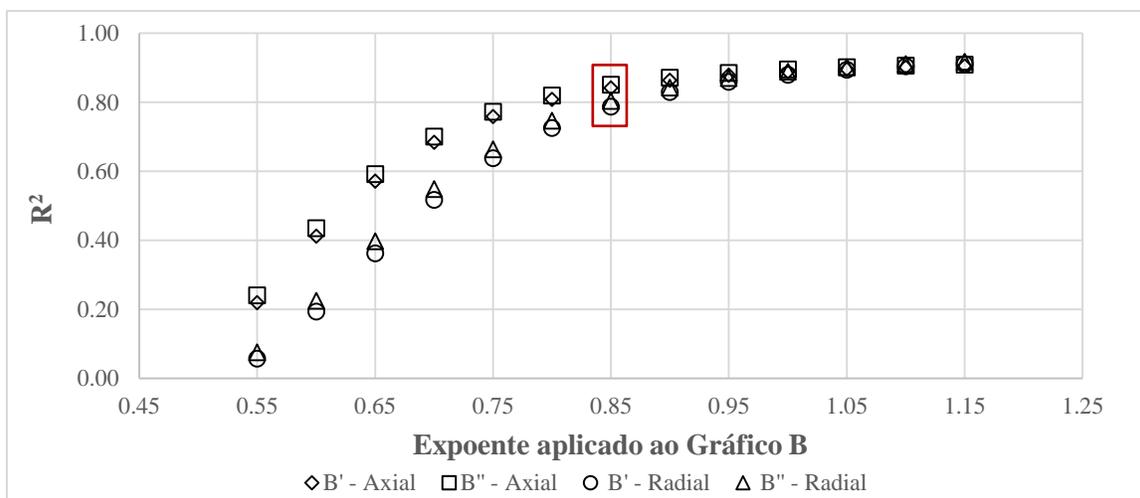
**Quadro 4 – Regressões obtidas durante a Etapa B para o impulsor do tipo axial e radial.**

Expoente Aplicado	Figura 44 Gráfico B' Axial	Figura 45 Gráfico B'' Axial	Figura 46 Gráfico B' Radial	Figura 47 Gráfico B'' Radial
A	$y = 12,17x^{0,030}$	$y = 12,66x^{0,031}$	$y = 10,92x^{0,043}$	$y = 11,89x^{0,043}$
0.55	$y = 5,42x^{0,085}$	$y = 5,34x^{0,090}$	$y = 10,01x^{0,049}$	$y = 9,85x^{0,056}$
0.60	$y = 2,79x^{0,131}$	$y = 2,78x^{0,134}$	$y = 5,26x^{0,094}$	$y = 5,17x^{0,101}$
0.65	$y = 1,46x^{0,176}$	$y = 1,45x^{0,180}$	$y = 2,76x^{0,139}$	$y = 2,71x^{0,146}$
0.70	$y = 0,76x^{0,220}$	$y = 0,75x^{0,224}$	$y = 1,45x^{0,184}$	$y = 1,42x^{0,191}$
0.75	$y = 0,40x^{0,265}$	$y = 0,39x^{0,268}$	$y = 0,76x^{0,229}$	$y = 0,75x^{0,236}$
0.80	$y = 0,21x^{0,310}$	$y = 0,21x^{0,313}$	$y = 0,40x^{0,273}$	$y = 0,39x^{0,281}$
0.85	$y = 0,11x^{0,354}$	$y = 0,11x^{0,358}$	$y = 0,21x^{0,318}$	$y = 0,21x^{0,326}$
0.90	$y = 0,06x^{0,399}$	$y = 0,06x^{0,402}$	$y = 0,11x^{0,363}$	$y = 0,11x^{0,370}$

Avaliando o comportamento das funções propostas na etapa B, pôde-se observar que apartir da função de expoente 0,85 o incremento do valor do coeficiente de determinação ( $R^2$ ) não foi significativo, conforme mostra a Tabela 16 e a Figura 48.

**Tabela 16 – Incremento do  $R^2$  em função dos expoentes utilizadas durante a etapa B.**

Expoente Aplicado	Coeficiente de Determinação ( $R^2$ )			
	B' - Axial	B'' - Axial	B' - Radial	B'' - Radial
<b>A</b>	0,0313	0,0306	0,0439	0,0449
<b>0,55</b>	0,2197	0,2402	0,0568	0,0758
<b>0,60</b>	0,4123	0,4352	0,1935	0,2248
<b>0,65</b>	0,5713	0,5918	0,3625	0,3971
<b>0,70</b>	0,6839	0,7008	0,5174	0,5487
<b>0,75</b>	0,7590	0,7727	0,6385	0,6643
<b>0,80</b>	0,8086	0,8197	0,7261	0,7467
<b>0,85</b>	<b>0,8415</b>	<b>0,8507</b>	<b>0,7874</b>	<b>0,8037</b>
<b>0,90</b>	0,8636	0,8715	0,8298	0,8430
<b>0,95</b>	0,8787	0,8855	0,8591	0,8701
<b>1,00</b>	0,8891	0,8951	0,8796	0,8889
<b>1,05</b>	0,8964	0,9018	0,8940	0,9020
<b>1,10</b>	0,9014	0,9064	0,9041	0,9112
<b>1,15</b>	0,9050	0,9095	0,9112	0,9176



**Figura 48 – Incremento do  $R^2$  em função dos expoentes utilizadas durante a etapa B.**

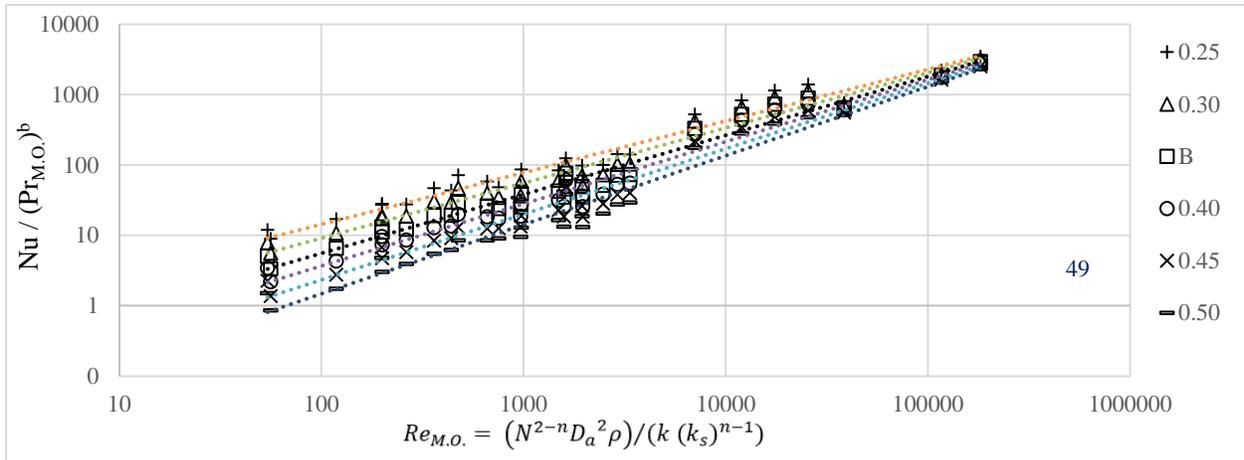
Desta forma, os valores obtidos durante a etapa B para o expoente do Número de Prandtl <sup>(b)</sup> podem ser verificados por meio da Tabela 17.

**Tabela 17 – Expoentes obtidos durante a etapa B.**

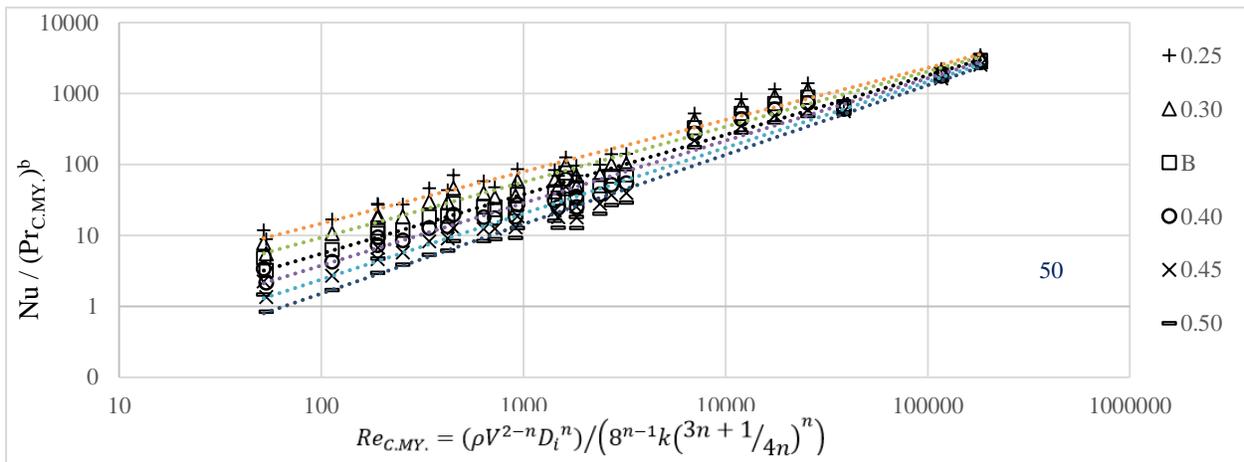
Gráfico	B' - Axial	B'' - Axial	B' - Radial	B'' - Radial
<b>Expoente da etapa B</b>	0,354	0,358	0,318	0,326

### ETAPA C

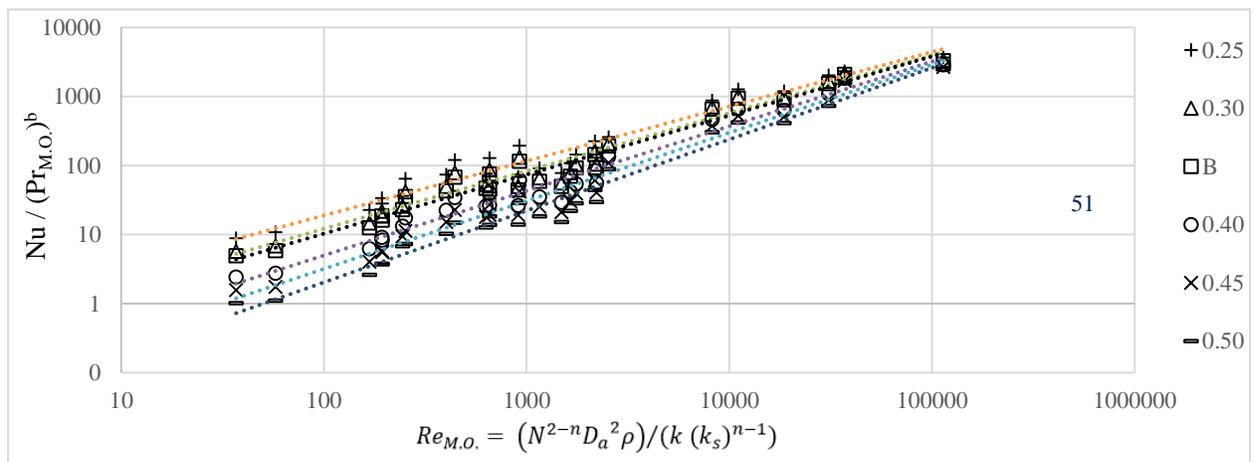
A etapa C foi baseada na correlação entre a razão do Número de Nusselt pelo Número de Prandtl, em função do Número de Reynolds. Nesta etapa o Número de Prandtl foi elevado aos expoentes obtidos da Etapa B e analogamente, a outros valores para o mesmo propósito de verificar o melhor ajuste, conforme as Figuras 49 a 52.



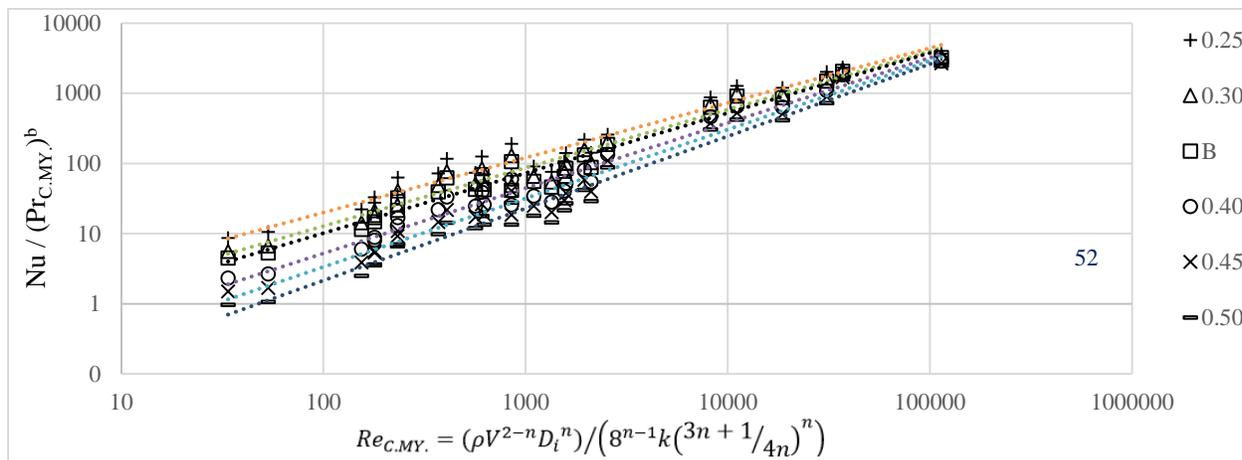
**Figura 49 – Gráfico C': Nusselt / (Prandtl)<sup>b</sup> em função do Reynolds de Metzner e Otto (1957) para impulsor Axial.**



**Figura 50 – Gráfico C'': Nusselt / (Prandtl)<sup>b</sup> em função do Reynolds de Calderbank e Moo-Young (1961) para impulsor Axial.**



**Figura 51 – Gráfico C': Nusselt / (Prandtl)<sup>b</sup> em função do Reynolds de Metzner e Otto (1957) para impulsor Radial.**



**Figura 52 – Gráfico C'': Nusselt / (Prandtl)<sup>b</sup> em função do Reynolds de Calderbank e Moo-Young (1961) para impulsor Radial.**

Da mesma forma que na Etapa B, o incremento do coeficiente de determinação ( $R^2$ ) foi avaliado em função dos expoentes aplicado a cada regressão durante a Etapa C.

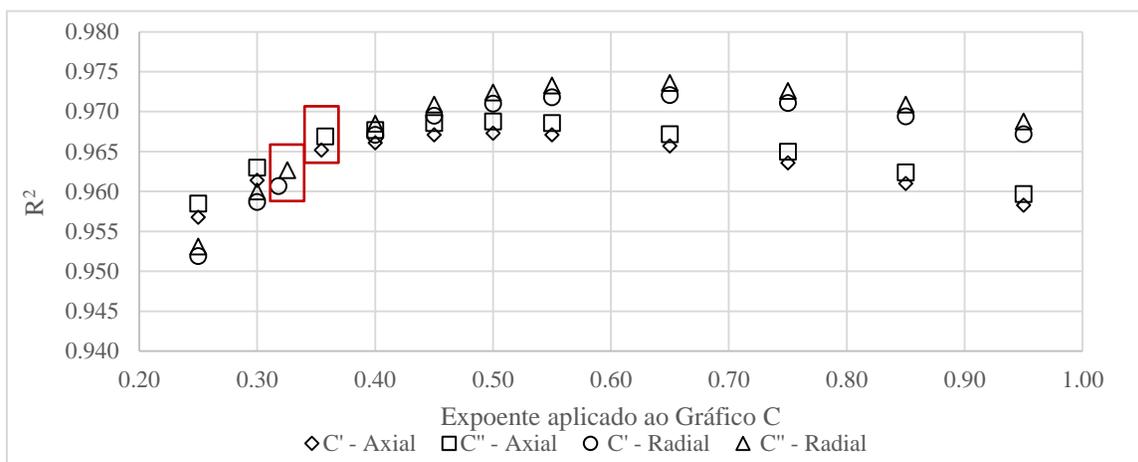
Estas regressões podem ser verificadas por meio do Quadro 5 e a análise do incremento do coeficiente de determinação pela Tabela 18 e a Figura 53.

**Quadro 5 – Regressões obtidas durante a Etapa C para o impulsor do tipo axial e radial.**

Expoente Aplicado	Figura 49 Gráfico C' Axial	Figura 50 Gráfico C' Axial	Figura 51 Gráfico C' Radial	Figura 52 Gráfico C'' Radial
0,25	$y = 0,488x^{0,734}$	$y = 0,507x^{0,731}$	$y = 0,500x^{0,789}$	$y = 0,543x^{0,780}$
0,30	$y = 0,247x^{0,784}$	$y = 0,256x^{0,781}$	$y = 0,255x^{0,839}$	$y = 0,277x^{0,831}$
B	$y = 0,118x^{0,837}$	$y = 0,117x^{0,838}$	$y = 0,200x^{0,856}$	$y = 0,197x^{0,857}$
0,40	$y = 0,063x^{0,882}$	$y = 0,065x^{0,880}$	$y = 0,067x^{0,937}$	$y = 0,072x^{0,930}$
0,45	$y = 0,032x^{0,932}$	$y = 0,033x^{0,929}$	$y = 0,030x^{0,986}$	$y = 0,037x^{0,979}$
0,50	$y = 0,016x^{0,981}$	$y = 0,017x^{0,979}$	$y = 0,017x^{1,035}$	$y = 0,019x^{1,029}$

Tabela 18 - Incremento do  $R^2$  em função dos expoentes utilizadas durante a Etapa C.

Expoente utilizado	$R^2$			
	C' - Axial	C'' - Axial	C' - Radial	C'' - Radial
<b>0,25</b>	0,9568	0,9585	0,9519	0,9531
<b>0,30</b>	0,9614	0,9630	0,9587	0,9600
<b>B</b>	<b>0,9652</b>	<b>0,9669</b>	<b>0,9607</b>	<b>0,9627</b>
<b>0,40</b>	0,9661	0,9677	0,9671	0,9685
<b>0,45</b>	0,9671	0,9686	0,9695	0,9709
<b>0,50</b>	0,9673	0,9688	0,9710	0,9724
<b>0,55</b>	0,9671	0,9686	0,9718	0,9733
<b>0,65</b>	0,9657	0,9672	0,9721	0,9736
<b>0,75</b>	0,9636	0,9650	0,9711	0,9726
<b>0,85</b>	0,9610	0,9624	0,9694	0,9709
<b>0,95</b>	0,9583	0,9597	0,9672	0,9688

Figura 53 – Incremento do  $R^2$  em função dos expoentes utilizadas durante a etapa C.

Neste caso, a função mais adequada foi a que utiliza os valores dos expoentes obtido durante a Etapa B. Apesar do fato deste não ser o ponto em que o coeficiente de determinação ( $R^2$ ) atinge o máximo valor, neste ponto o incremento torna-se baixo. Desta forma os valores do expoente do Número de Prandtl, encontrados pela etapa anterior da regressão foram preservados.

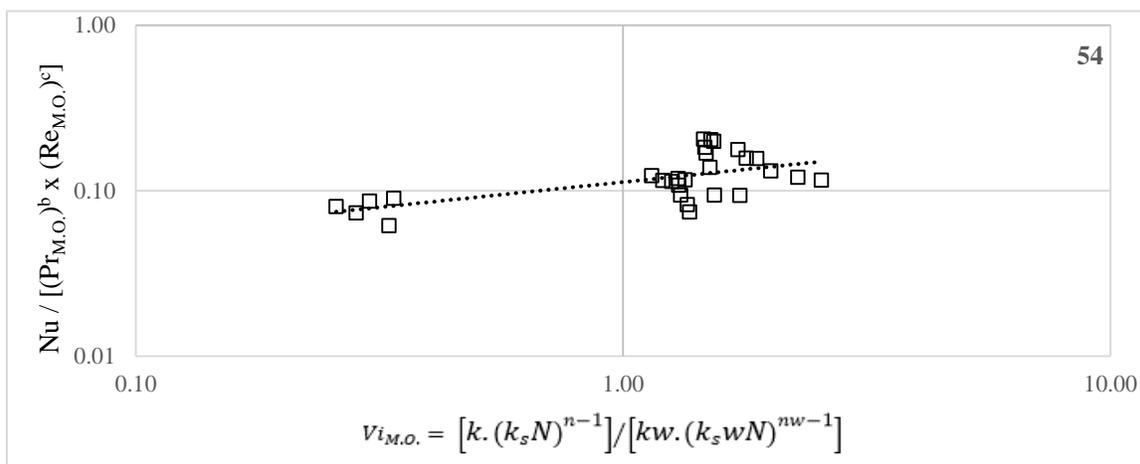
Mostra-se na Tabela 19 os valores determinados pela etapa C para o expoente do Número de Reynolds <sup>(a)</sup>.

Tabela 19 – Expoentes obtidos durante a etapa C.

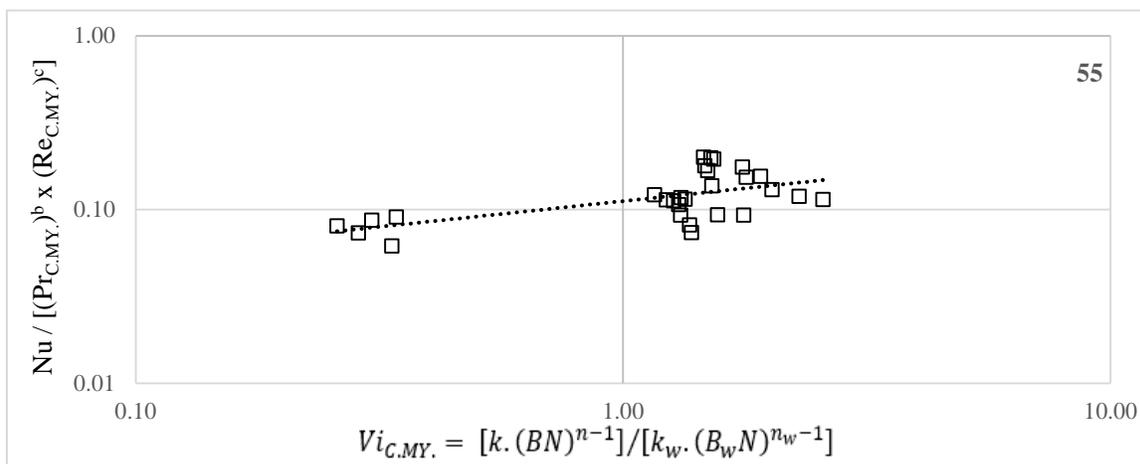
Gráfico	C' - Axial	C'' - Axial	C' - Radial	C'' - Radial
<b>Expoente da etapa C</b>	0.837	0.838	0.856	0.857

## ETAPA D

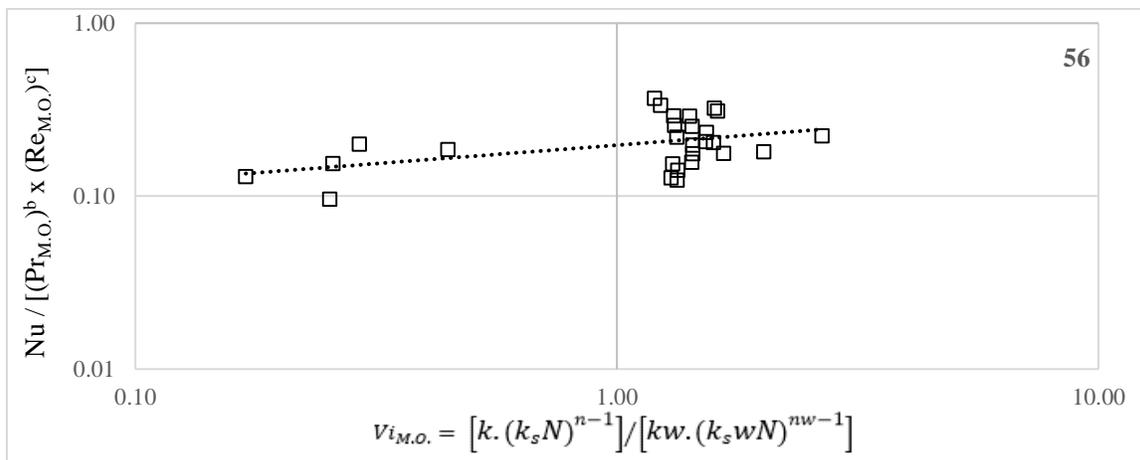
A etapa D visou verificar se o expoente do termo da Razão Viscosa ( $c$ ) tende a equiparar-se ao valor tradicional de 0,14 utilizado na Equação de Nusselt. Assim, foi estabelecido a relação entre a razão do Número de Nusselt pelo produto Número de Prandtl e Número de Reynolds, ambos elevados aos expoentes obtidos nas Etapas B e C, pela Razão Viscosa, conforme retratado nas Figuras 54 a 57.



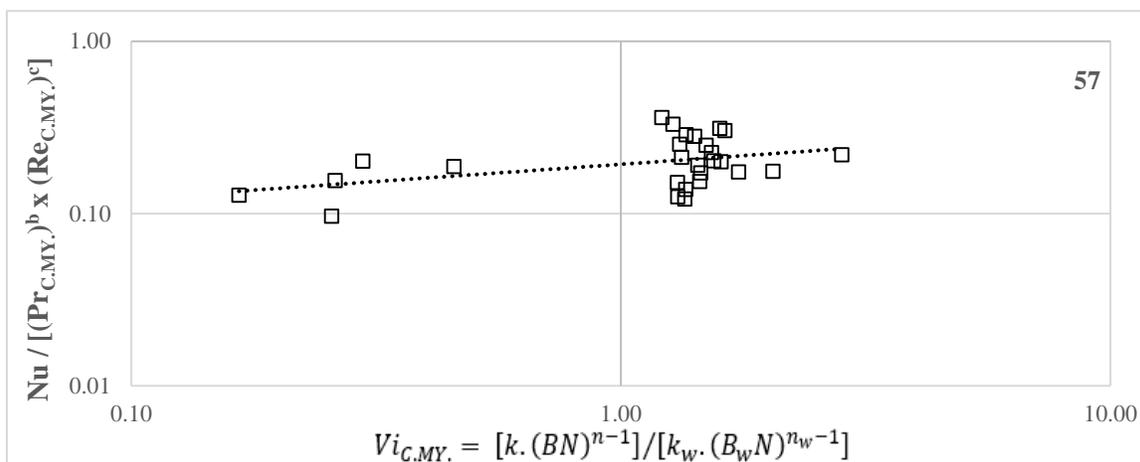
**Figura 54 – Gráfico D': Nusselt / [(Prandtl)<sup>b</sup>(Reynolds)<sup>c</sup>] em função da Razão Viscosa de Metzner e Otto (1957) para impulsor Axial.**



**Figura 55 – Gráfico D'': Nusselt / [(Prandtl)<sup>b</sup>(Reynolds)<sup>c</sup>] em função da Razão Viscosa de Calderbank e Moo-Young (1961) para impulsor Axial.**



**Figura 56 – Gráfico D': Nusselt / [(Prandtl)<sup>b</sup>(Reynolds)<sup>c</sup>] em função da Razão Viscosa de Metzner e Otto (1957) para impulsor Radial.**



**Figura 57 – Gráfico D': Nusselt / [(Prandtl)<sup>b</sup>(Reynolds)<sup>c</sup>] em função da Razão Viscosa de Calderbank e Moo-Young (1961) para impulsor Radial.**

As regressões obtidas por meio da Etapa D e o valor do coeficiente de determinação ( $R^2$ ) podem ser verificados no Quadro 6, e separadamente os seus expoentes na Tabela 20.

**Quadro 6 – Regressões obtidas durante a Etapa D para o impulsor do tipo axial e radial.**

Expoente Aplicado	Figura 54 Gráfico D' Axial	Figura 55 Gráfico D' Axial	Figura 56 Gráfico D' Radial	Figura 57 Gráfico D' Radial
"B" e "C"	$y = 0,113x^{0,305}$	$y = 0,112x^{0,295}$	$y = 0,197x^{0,213}$	$y = 0,193x^{0,200}$
$R^2$	0,3628	0,3514	0,1930	0,1767

Tabela 20 - Expoentes obtidos durante a etapa D.

Gráfico	D' - Axial	D'' - Axial	D' - Radial	D'' - Radial
Expoente da etapa D	0,305	0,295	0,213	0,200

Assim, pôde-se observar que os valores dos expoentes diferiram-se do valor desejado e o coeficiente de determinação ( $R^2$ ) das funções encontradas são baixos. Sendo assim, foi necessário realizar um etapa adicional denominada de Etapa E.

## ETAPA E

Nesta etapa foi analisada a relação entre a razão do Número de Nusselt pelo produto Número de Prandtl e Razão Viscosa, ambos elevados aos expoentes obtidos nas etapas B e D, pelo Número de Reynolds.

Além disso, o termo da Razão Viscosa também foi submetido a diferentes expoentes além do encontrado durante a Etapa D. As Figuras 58 a 61 exibem a etapa E.

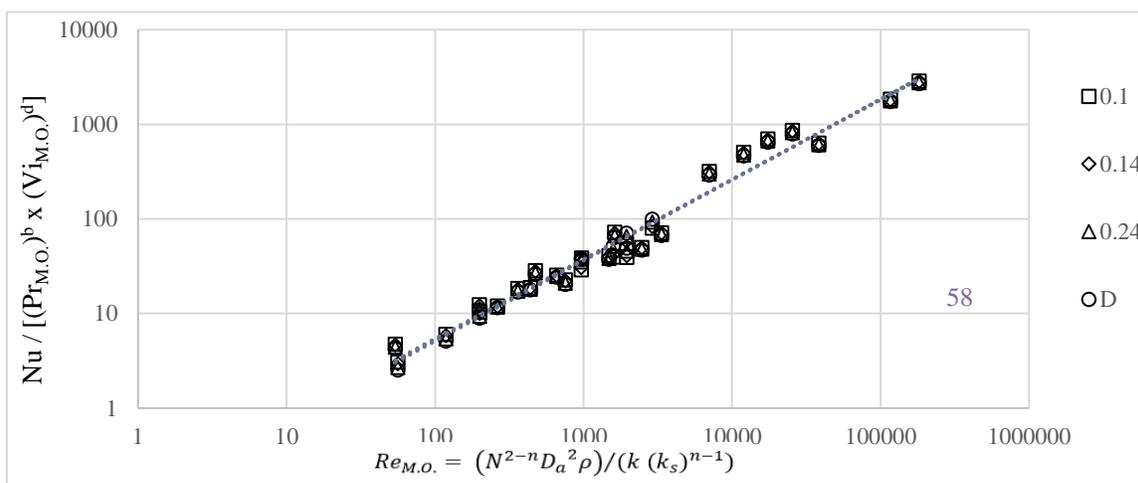


Figura 58 – Gráfico E': Nusselt / [(Prandtl)<sup>b</sup>(Razão Viscosa)<sup>d</sup>] em função do Reynolds de Metzner e Otto (1957) para impulsor Axial.

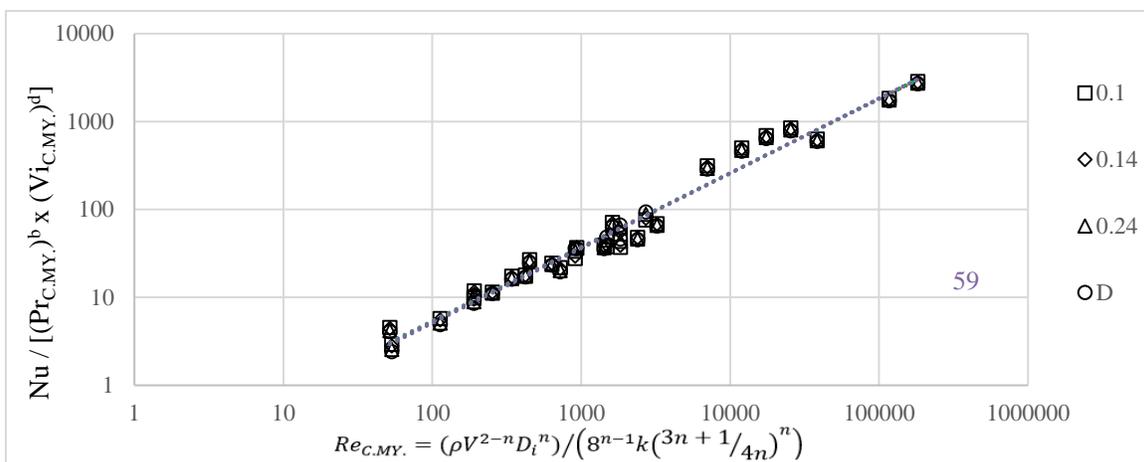


Figura 59 – Gráfico E'': Nusselt / [(Prandtl)<sup>b</sup>(Razão Viscosa)<sup>d</sup>] em função do Reynolds de Calderbank e Moo-Young (1961) para impulsor Axial.

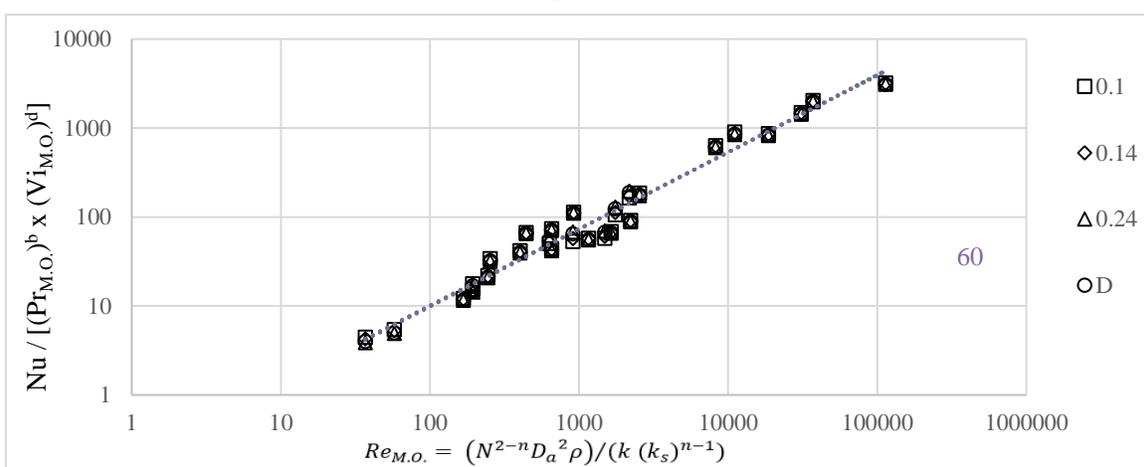


Figura 60 – Gráfico E': Nusselt / [(Prandtl)<sup>b</sup>(Razão Viscosa)<sup>d</sup>] em função do Reynolds de Metzner e Otto (1957) para impulsor Radial.

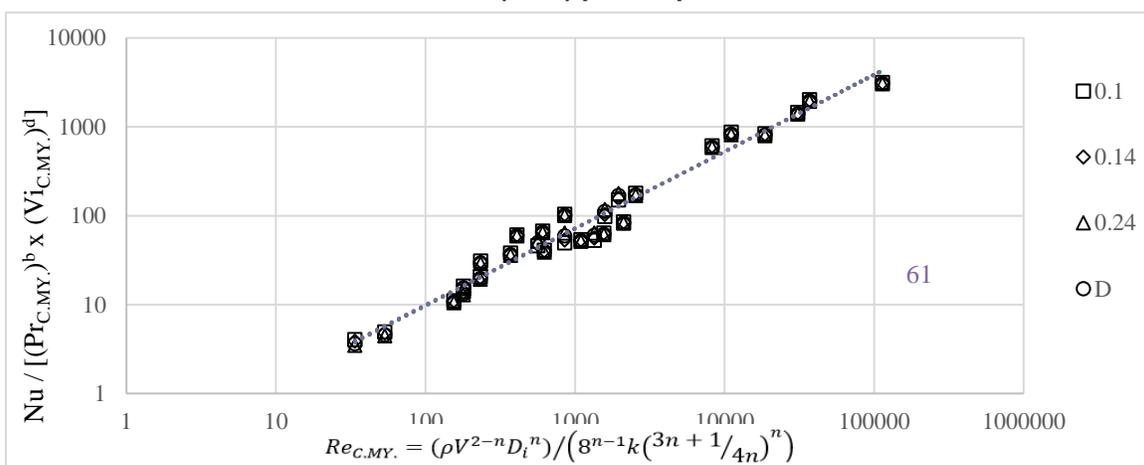


Figura 61 – Gráfico E'': Nusselt / [(Prandtl)<sup>b</sup>(Razão Viscosa)<sup>d</sup>] em função do Reynolds de Calderbank e Moo-Young (1961) para impulsor Radial.

Tendo em vista que na Etapa E todos os pontos se sobrepõem, determinou-se que a função proveniente do expoente de valor tradicional 0,14, seria a mais adequada para representar o fenômeno. Estas funções encontram-se no Quadro 7.

A decisão foi tomada visando preservar o valor já consolidado pela literatura, além de que o valor do coeficiente de determinação ( $R^2$ ) das funções encontradas foram satisfatórios.

**Quadro 7 – Regressões obtidas durante a Etapa E para o impulsor do tipo axial e radial.**

Expoente Aplicado	Figura 58 Gráfico E' Axial	Figura 59 Gráfico E'' Axial	Figura 60 Gráfico E' Radial	Figura 61 Gráfico E'' Radial
0,10	$y = 0,112x^{0,842}$	$y = 0,111x^{0,843}$	$y = 0,192x^{0,861}$	$y = 0,188x^{0,861}$
0,14	$y = 0,110x^{0,844}$	$y = 0,109x^{0,844}$	$y = 0,189x^{0,863}$	$y = 0,185x^{0,863}$
0,24	$y = 0,105x^{0,849}$	$y = 0,104x^{0,849}$	$y = 0,182x^{0,868}$	$y = 0,178x^{0,868}$
D	$y = 0,101x^{0,852}$	$y = 0,101x^{0,852}$	$y = 0,184x^{0,866}$	$y = 0,181x^{0,866}$

Os expoentes obtidos na Etapa E, para o Número de Reynolds, podem ser observados através da Tabela 21.

**Tabela 21 - Expoentes obtidos durante a Etapa E.**

Gráfico	E' - Axial	E'' - Axial	E' - Radial	E'' - Radial
<b>Expoente da Etapa E</b>	0,844	0,844	0,863	0,863

Observa-se que os valores dos expoentes da Etapa E aproximam-se aos valores encontrados durante a Etapa C, ambos para o adimensional Número de Reynolds, apresentando menos de 1% de desvio. Desta forma, é possível obter a validação dos valores dos expoentes da Equação de Nusselt (Equação 48 e 49), conforme sumarizado na Tabela 22.

A Etapa E também fornece a constante de proporcionalidade K da Equação de Nusselt para cada sistema estudado, através do coeficiente de cada função.

Tabela 22 – Constantes da Equação de Nusselt.

Expoentes da Equação de Nusselt	Metzner e Otto		Calderbank e Moo-Young	
	Axial	Radial	Axial	Radial
<b>K</b>	0,110	0,189	0,109	0,185
<b>Re<sup>a</sup></b>	0,844	0,863	0,844	0,863
<b>Pr<sup>b</sup></b>	0,354	0,318	0,358	0,326
<b>(μ/μ<sub>w</sub>)<sup>c</sup></b>	0,140	0,140	0,140	0,140

A fim de validar estatisticamente os valores obtidos através do método gráfico, foi realizada uma análise estatística através do software Excel, em que a etapa E foi reproduzida, correlacionando a razão entre o Número de Nusselt e o Número de Prandtl e a Razão Viscosa com o Número de Reynolds.

Inicialmente foram aplicados os valores obtidos pelo método gráfico para os expoentes do Número de Prandtl (<sup>b</sup>), proveniente da Etapa B e para a Razão Viscosa (<sup>c</sup>) oriundo da etapa E. O expoente do Número de Reynolds (<sup>a</sup>) e a constante de proporcionalidade (K) foram deixados como variáveis dependentes. Os quadros 8 a 11 fornecem os resultados das análises estatísticas para os impulsores axial e radial, calculados pelo método de Metzner e Otto (1957) e de Calderbank e Moo-Young (1961), por meio da linerização demonstrada pela equação 120.

$$\ln \frac{Nu}{Pr^b Visc^c} = \ln K + a \ln Re \quad (120)$$

**Quadro 8 – Resultados da análise estatística do sistema equipado com impulsor axial calculada pelo método de Metzner e Otto.**

<b>Estatística da Regressão</b>		<b>Expoente de Reynolds (a):</b>		<b>0,844</b>				
Coeficiente R	0,9871	<b>Constante de Proporcionalidade (K):</b>		<b>0,110</b>				
R <sup>2</sup>	0,9744	$\ln \frac{Nu}{(Pr)^{0,354} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}}$						
R <sup>2</sup> Ajustado	0,9734							
Erro Padrão (S)	0,2943							
# Elementos	28							
<b>ANOVA</b>								
	<i>Graus de Liberdade</i>	<i>Soma dos Quadrados</i>	<i>Média dos Quadrados</i>	<i>F. Calc.</i>	<i>F Tab.</i>			
Regressão	1	85,699	85,699	989,130	0,000			
Resíduo	26	2,253	0,087					
Total	27	87,951						
	<i>Coeficientes</i>	<i>Desvio Padrão</i>	<i>t Stat</i>	<i>Valor P</i>	<i>95% Abaixo</i>	<i>95% Acima</i>		
Intercessão	-2,208	0,207	-10,692	0,000	-2,633	-1,784		
LN (Re)	0,844	0,027	31,450	0,000	0,789	0,899		
<b>RESÍDUOS</b>								
<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>	<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>	<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>
1	2,258	0,230	11	1,189	-0,107	21	4,029	0,226
2	3,382	-0,282	12	1,822	-0,056	22	5,266	0,476
3	3,956	-0,265	13	2,261	0,046	23	5,715	0,493
4	4,385	-0,486	14	2,760	0,131	24	6,035	0,504
5	4,642	-0,387	15	2,992	0,333	25	6,356	0,385
6	1,160	0,377	16	3,593	-0,169	26	6,701	-0,263
7	2,494	-0,017	17	4,007	-0,277	27	7,638	-0,132
8	2,925	-0,001	18	4,184	-0,123	28	8,013	-0,065
9	3,270	-0,041	19	4,189	-0,479			
10	3,597	0,048	20	4,522	-0,100			

**Quadro 9 – Resultados da análise estatística do sistema equipado com impulsor axial calculada pelo método de Calderbank e Moo-Young.**

Estatística da Regressão		Expoente de Reynolds (a):		0,844				
Coeficiente R	0,9877	Constante de Proporcionalidade (K):		0,110				
R <sup>2</sup>	0,9756	$\ln \frac{Nu}{(Pr)^{0,358} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}}$						
R <sup>2</sup> Ajustado	0,9747							
Erro Padrão (S)	0,2892							
# Elementos	28							
ANOVA								
	<i>Graus de Liberdade</i>	<i>Soma dos Quadrados</i>	<i>Média dos Quadrados</i>	<i>F. Calc.</i>	<i>F Tab.</i>			
Regressão	1	87,025	87,025	1040,76	0,000			
Resíduo	26	2,174	0,084					
Total	27	89,199						
	<i>Coeficientes</i>	<i>Desvio Padrão</i>	<i>t Stat</i>	<i>Valor P</i>	<i>95% Abaixo</i>	<i>95% Acima</i>		
Intercessão	-2,211	0,201	-11,023	0,000	-2,623	-1,799		
LN (Re)	0,844	0,026	32,261	0,000	0,790	0,898		
RESÍDUOS								
<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>	<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>	<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>
1	2,220	0,232	11	1,144	-0,110	21	4,026	0,214
2	3,343	-0,279	12	1,778	-0,060	22	5,262	0,465
3	3,918	-0,262	13	2,217	0,044	23	5,712	0,482
4	4,352	-0,486	14	2,712	0,133	24	6,032	0,492
5	4,608	-0,386	15	2,945	0,335	25	6,353	0,374
6	1,121	0,375	16	3,541	-0,159	26	6,698	-0,265
7	2,457	-0,018	17	3,950	-0,264	27	7,634	-0,133
8	2,890	-0,004	18	4,125	-0,108	28	8,010	-0,066
9	3,236	-0,045	19	4,128	-0,463			
10	3,560	0,047	20	4,463	-0,085			

**Quadro 10 – Resultados da análise estatística do sistema equipado com impulsor radial calculada pelo método de Metzner e Otto.**

Estatística da Regressão		Expoente de Reynolds (a):		0,863				
Coeficiente R	0,9837	Constante de Proporcionalidade (K):		0,189				
R <sup>2</sup>	0,9677	$\ln \frac{Nu}{(Pr)^{0,318} (\mu/\mu_w)^{0,14}}$						
R <sup>2</sup> Ajustado	0,9664							
Erro Padrão (S)	0,3169							
# Elementos	27							
ANOVA								
	<i>Graus de Liberdade</i>	<i>Soma dos Quadrados</i>	<i>Média dos Quadrados</i>	<i>F. Calc.</i>	<i>F Tab.</i>			
Regressão	1	75,246	75,246	749,438	0,000			
Resíduo	25	2,510	0,100					
Total	26	77,756						
	<i>Coeficientes</i>	<i>Desvio Padrão</i>	<i>t Stat</i>	<i>Valor P</i>	<i>95% Abaixo</i>	<i>95% Acima</i>		
Intercessão	-1,666	0,233	-7,148	0,000	-2,145	-1,186		
LN (Re)	0,863	0,032	27,376	0,000	0,798	0,928		
RESÍDUOS								
<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>	<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>	<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>
1	3,079	-0,005	10	4,225	0,496	19	4,780	-0,062
2	3,931	-0,166	11	3,592	0,601	20	4,965	0,178
3	4,421	-0,381	12	1,834	-0,173	21	5,101	0,099
4	4,724	-0,512	13	2,754	-0,272	22	6,114	0,322
5	4,982	-0,480	14	2,876	-0,022	23	6,371	0,409
6	1,447	0,005	15	3,109	0,393	24	6,819	-0,074
7	2,881	-0,172	16	4,213	-0,174	25	7,255	0,039
8	3,508	0,204	17	3,899	0,055	26	7,412	0,196
9	3,931	0,353	18	4,638	-0,534	27	8,381	-0,322

**Quadro 11 – Resultados da análise estatística do sistema equipado com impulsor radial calculada pelo método de Calderbank e Moo-Young.**

<b>Estatística da Regressão</b>		<b>Expoente de Reynolds (a):</b>		<b>0,862</b>				
Coeficiente R	0,9843	<b>Constante de Proporcionalidade (K):</b>		<b>0,187</b>				
R <sup>2</sup>	0,9689	$\ln \frac{Nu}{(Pr)^{0,326} (\mu/\mu_w)^{0,14}}$						
R <sup>2</sup> Ajustado	0,9677							
Erro Padrão (S)	0,3150							
# Elementos	27							
<b>ANOVA</b>								
	<i>Graus de Liberdade</i>	<i>Soma dos Quadrados</i>	<i>Média dos Quadrados</i>	<i>F. Calc.</i>	<i>F Tab.</i>			
Regressão	1	77,375	77,375	779,594	0,000			
Resíduo	25	2,481	0,099					
Total	26	79,856						
	<i>Coeficientes</i>	<i>Desvio Padrão</i>	<i>t Stat</i>	<i>Valor P</i>	<i>95% Abaixo</i>	<i>95% Acima</i>		
Intercessão	-1,679	0,227	-7,402	0,000	-2,146	-1,212		
LN (Re)	0,862	0,031	27,921	0,000	0,799	0,926		
<b>RESÍDUOS</b>								
<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>	<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>	<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>
1	3,019	-0,011	10	4,139	0,499	19	4,675	-0,038
2	3,871	-0,171	11	3,504	0,600	20	4,857	0,204
3	4,358	-0,383	12	1,750	-0,183	21	5,084	0,084
4	4,660	-0,514	13	2,668	-0,277	22	6,097	0,308
5	4,921	-0,482	14	2,794	-0,029	23	6,354	0,393
6	1,355	0,004	15	3,025	0,387	24	6,801	-0,087
7	2,795	-0,172	16	4,139	-0,169	25	7,237	0,027
8	3,421	0,206	17	3,787	0,078	26	7,394	0,202
9	3,851	0,352	18	4,534	-0,511	27	8,362	-0,315

A partir da análise estatística realizada, percebe-se que os novos valores para o expoente do Número de Reynolds <sup>(a)</sup> e para o coeficiente de proporcionalidade (K) foram muito próximos aos obtidos previamente pelo método gráfico.

Desta forma a Tabela 23, passa a apresentar os novos valores das constantes da Equação de Nusselt, oriundos da análise estatística.

**Tabela 23 – Constantes da Equação de Nusselt provenientes da análise estatística.**

Expoentes da Equação de Nusselt	Metzner e Otto		Calderbank e Moo-Young	
	Axial	Radial	Axial	Radial
<b>K</b>	0.110	0.189	0.110	0.187
<b>Re<sup>a</sup></b>	0.844	0.863	0.844	0.862
<b>Pr<sup>b</sup></b>	0.354	0.318	0.358	0.326
<b>(<math>\mu/\mu_w</math>)<sup>c</sup></b>	0.140	0.140	0.140	0.140

Outra análise estatística foi realizada a fim de validar a utilização do valor tradicional do expoente do Número de Prandtl <sup>(b)</sup>. Esta análise foi realizada baseada nos diversos estudos citados, em que os valores encontrados para esta constante não apresentaram variação significativa, independente da reologia ou relações geométricas utilizadas, conforme ilustrado pelo Quadro 12.

**Quadro 12 – Autores e valores encontrados para o expoente do Número de Prandtl <sup>(b)</sup>.**

Autor	Modelo	Sistema utilizado
<b>Chilton, Drew e Jebens (1944)</b>	$Nu = 0,36 Re^{0,66} Pr^{0,33} Vi^{0,14}$	Fluido newtoniano - Impulsor Radial - Serpentina helicoidal - Relações de Rushton
<b>Uhl (1955)</b>	$Nu = 0,36 Re^{0,66} Pr^{0,33} Vi^{0,24}$	Fluido newtoniano - Impulsor Radial - Serpentina helicoidal - Relações de Rushton
<b>Dunlap e Rushton (1952)</b>	$Nu = 0,36 Re^{0,66} Pr^{0,33} Vi^{0,40}$	Fluido newtoniano - Impulsor Radial - Chicanas Tubulares - $H = 0,5Dt$
<b>Carreau, Charest e Corneille(1966)</b>	$Nu = 3,41Re^{0,66} Pr^{0,33}$	Fluido pseudoplástico - Impulsor axial – Jaqueta - Relações de Rushton
<b>Hagedorn e Salamone (1967)</b>	$Nu = 0,20 Re^{0,77} Pr^{0,30} (Vi)^{0,32}$	Fluido pseudoplástico - Impulsor radial - Jaqueta
<b>Sandall e Patel (1970)</b>	$Nu = 0,482 Re^{0,66} Pr^{0,33} Vi^{-0,12}$	Fluido pseudoplástico - Impulsor radial - Chicanas Tubulares - $Da=0,25Dt$
<b>Suryanarayanan, Mujawar e Raja Rao (1976)</b>	$Nu = 0,21Re^{0,63}Pr^{0,33}ge^d$	Fluido pseudoplástico - Impulsor radial - Jaqueta

Os quadros 13 a 16 fornecem os resultados das análises estatística para os impulsores axial e radial, calculado pelo método de Metzner e Otto e de Calderbank e Moo-Young, aplicando o valor tradicional de 0,33 para o expoente do Número de Prandtl <sup>(b)</sup>.

**Quadro 13 – Resultados da análise estatística do sistema equipado com impulsor axial calculados pelo método de Metzner e Otto, utilizando o expoente do Número de Prandtl <sup>(c)</sup> igual a 0,33.**

Estatística da Regressão		Expoente de Reynolds <sup>(a)</sup> :		0,820				
Coefficiente R	0,9866	Constante de Proporcionalidade (K):		0,153				
R <sup>2</sup>	0,9733	$\ln \frac{Nu}{(Pr)^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,14}}$						
R <sup>2</sup> Ajustado	0,9723							
Erro Padrão (S)	0,2919							
# Elementos	28							
ANOVA								
	<i>Graus de Liberdade</i>	<i>Soma dos Quadrados</i>	<i>Média dos Quadrados</i>	<i>F. Calc.</i>	<i>F Tab.</i>			
Regressão	1	80,892	80,892	949,064	0,000			
Resíduo	26	2,216	0,085					
Total	27	83,108						
	<i>Coefficientes</i>	<i>Desvio Padrão</i>	<i>t Stat</i>	<i>Valor P</i>	<i>95% Abaixo</i>	<i>95% Acima</i>		
Intercessão	-1,877	0,205	-9,163	0,000	-2,298	-1,456		
LN (Re)	0,820	0,027	30,807	0,000	0,765	0,875		
RESÍDUOS								
<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>	<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>	<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>
1	2,463	0,194	11	1,424	-0,115	21	4,183	0,187
2	3,554	-0,292	12	2,038	-0,052	22	5,384	0,463
3	4,112	-0,262	13	2,465	0,059	23	5,821	0,493
4	4,529	-0,475	14	2,950	0,150	24	6,132	0,511
5	4,778	-0,370	15	3,175	0,357	25	6,443	0,402
6	1,395	0,343	16	3,759	-0,171	26	6,779	-0,303
7	2,692	-0,025	17	4,162	-0,270	27	7,689	-0,146
8	3,110	0,003	18	4,333	-0,111	28	8,054	-0,066
9	3,446	-0,029	19	4,338	-0,464			
10	3,763	0,067	20	4,662	-0,080			

**Quadro 14 – Resultados da análise estatística do sistema equipado com impulsor axial calculados pelo método de Calderbank e Moo-Young, utilizando o expoente do Número de Prandtl (°) igual a 0,33.**

<b>Estatística da Regressão</b>		<b>Expoente de Reynolds (°):</b>		<b>0,817</b>				
Coeficiente R	0,9871	<b>Constante de Proporcionalidade (K):</b>		<b>0,160</b>				
R <sup>2</sup>	0,9744	$\ln \frac{Nu}{(Pr)^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,14}}$						
R <sup>2</sup> Ajustado	0,9735							
Erro Padrão (S)	0,2867							
# Elementos	28							
<b>ANOVA</b>								
	<i>Graus de Liberdade</i>	<i>Soma dos Quadrados</i>	<i>Média dos Quadrados</i>	<i>F. Calc.</i>	<i>F Tab.</i>			
Regressão	1	81,482	81,482	991,544	0,000			
Resíduo	26	2,137	0,082					
Total	27	83,619						
	<i>Coeficientes</i>	<i>Desvio Padrão</i>	<i>t Stat</i>	<i>Valor P</i>	<i>95% Abaixo</i>	<i>95% Acima</i>		
Intercessão	-1,834	0,199	-9,225	0,000	-2,243	-1,426		
LN (Re)	0,817	0,026	31,489	0,000	0,763	0,870		
<b>RESÍDUOS</b>								
<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>	<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>	<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>
1	2,454	0,191	11	1,412	-0,118	21	4,200	0,169
2	3,540	-0,290	12	2,026	-0,054	22	5,397	0,451
3	4,097	-0,259	13	2,450	0,059	23	5,832	0,481
4	4,517	-0,474	14	2,930	0,154	24	6,141	0,502
5	4,764	-0,367	15	3,154	0,361	25	6,452	0,393
6	1,390	0,336	16	3,731	-0,162	26	6,786	-0,311
7	2,683	-0,027	17	4,128	-0,255	27	7,692	-0,149
8	3,102	0,001	18	4,297	-0,095	28	8,056	-0,068
9	3,436	-0,031	19	4,300	-0,446			
10	3,750	0,068	20	4,624	-0,063			

**Quadro 15 – Resultados da análise estatística do sistema equipado com impulsor radial calculados pelo método de Metzner e Otto, utilizando o expoente do Número de Prandtl (c) igual a 0,33.**

<b>Estatística da Regressão</b>		<b>Expoente de Reynolds (a):</b>		<b>0,875</b>				
Coeficiente R	0,9843	<b>Constante de Proporcionalidade (K):</b>		<b>0,161</b>				
R <sup>2</sup>	0,9688	$\ln \frac{Nu}{(Pr)^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,14}}$						
R <sup>2</sup> Ajustado	0,9676							
Erro Padrão (S)	0,3155							
# Elementos	27							
<b>ANOVA</b>								
	<i>Graus de Liberdade</i>	<i>Soma dos Quadrados</i>	<i>Média dos Quadrados</i>	<i>F. Calc.</i>	<i>F Tab.</i>			
Regressão	1	77,302	77,302	776,756	0,000			
Resíduo	25	2,488	0,100					
Total	26	79,790						
	<i>Coeficientes</i>	<i>Desvio Padrão</i>	<i>t Stat</i>	<i>Valor P</i>	<i>95% Abaixo</i>	<i>95% Acima</i>		
Intercessão	-1,826	0,232	-7,870	0,000	-2,303	-1,348		
LN (Re)	0,875	0,031	27,870	0,000	0,810	0,939		
<b>RESÍDUOS</b>								
<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>	<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>	<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>
1	2,983	0,011	10	4,145	0,485	19	4,707	-0,066
2	3,847	-0,160	11	3,503	0,590	20	4,895	0,171
3	4,344	-0,380	12	1,721	-0,170	21	5,032	0,116
4	4,650	-0,515	13	2,654	-0,275	22	6,060	0,326
5	4,912	-0,485	14	2,778	-0,027	23	6,320	0,407
6	1,329	0,019	15	3,014	0,385	24	6,774	-0,079
7	2,783	-0,170	16	4,133	-0,170	25	7,216	0,030
8	3,418	0,200	17	3,814	0,054	26	7,375	0,213
9	3,847	0,345	18	4,563	-0,537	27	8,357	-0,317

**Quadro 16 – Resultados da análise estatística do sistema equipado com impulsor radial calculados pelo método de Calderbank e Moo-Young, utilizando o expoente do Número de Prandtl (°) igual a 0,33.**

<b>Estatística da Regressão</b>		<b>Expoente de Reynolds (°):</b>		<b>0,867</b>				
Coeficiente R	0,9846	<b>Constante de Proporcionalidade (K):</b>		<b>0,176</b>				
R <sup>2</sup>	0,9693	$\ln \frac{Nu}{(Pr)^{0,33} (\mu/\mu_w)^{0,14}}$						
R <sup>2</sup> Ajustado	0,9681							
Erro Padrão (S)	0,3145							
# Elementos	27							
<b>ANOVA</b>								
	<i>Graus de Liberdade</i>	<i>Soma dos Quadrados</i>	<i>Média dos Quadrados</i>	<i>F. Calc.</i>	<i>F Tab.</i>			
Regressão	1	78,174	78,174	790,539	0,000			
Resíduo	25	2,472	0,099					
Total	26	80,646						
	<i>Coeficientes</i>	<i>Desvio Padrão</i>	<i>t Stat</i>	<i>Valor P</i>	<i>95% Abaixo</i>	<i>95% Acima</i>		
Intercessão	-1,740	0,226	-7,683	0,000	-2,206	-1,273		
LN (Re)	0,867	0,031	28,117	0,000	0,803	0,930		
<b>RESÍDUOS</b>								
<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>	<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>	<i>Elemento</i>	<i>Predição</i>	<i>Resíduo</i>
1	2,983	-0,006	10	4,109	0,495	19	4,648	-0,040
2	3,839	-0,169	11	3,470	0,596	20	4,830	0,201
3	4,328	-0,382	12	1,707	-0,181	21	5,058	0,090
4	4,632	-0,515	13	2,630	-0,278	22	6,076	0,309
5	4,895	-0,484	14	2,756	-0,031	23	6,334	0,393
6	1,310	0,009	15	2,989	0,384	24	6,785	-0,090
7	2,758	-0,171	16	4,109	-0,168	25	7,223	0,023
8	3,387	0,204	17	3,754	0,078	26	7,380	0,209
9	3,819	0,349	18	4,505	-0,512	27	8,353	-0,313

Desta forma as Equações para predição do Número de Nusselt aplicadas a um sistema de tanque sob processo de aquecimento e agitação, que segue as correlações de Rushton, munido de impulsor axial de 4 pás inclinadas 45° e radial de 6 pás planas podem ser observadas através da Equações 121 a 124 respectivamente.

Metzner e Otto:

$$Nu = 0,153(Re_{M.O.})^{0,820}(Pr_{M.O.})^{0,33}(Vi_{M.O.})^{0,14} \quad (121)$$

$$Nu = 0,161(Re_{M.O.})^{0,875}(Pr_{M.O.})^{0,33}(Vi_{M.O.})^{0,14} \quad (122)$$

Calderbank e Moo-Young:

$$Nu = 0,160(Re_{C.MY.})^{0,817}(Pr_{C.MY.})^{0,33}(Vi_{C.MY.})^{0,14} \quad (123)$$

$$Nu = 0,176(Re_{C.MY.})^{0,867}(Pr_{C.MY.})^{0,33}(Vi_{C.MY.})^{0,14} \quad (124)$$

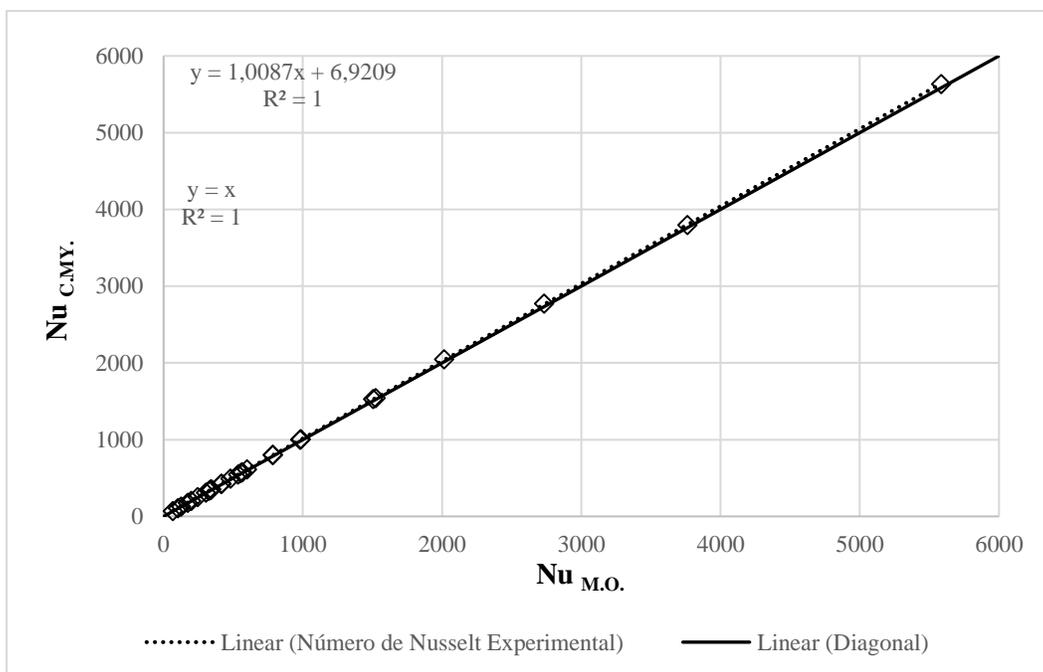
Os modelos apresentados para o impulsor axial (Equação 121 e 123) são válidos para o intervalo do Número de Reynolds de 50 – 182200, Número de Prandtl de 5 – 11800, Razão Viscosa de 0,26 – 2,56 e índice de comportamento de 0,445 – 1,00.

A faixa de validade dos modelos propostos para o impulsor radial (Equação 122 e 124) são: Número de Reynolds de 35 – 182200, Número de Prandtl de 5 – 9700, Razão Viscosa de 0,17 – 2,83 e índice de comportamento de 0,445 – 1,00.

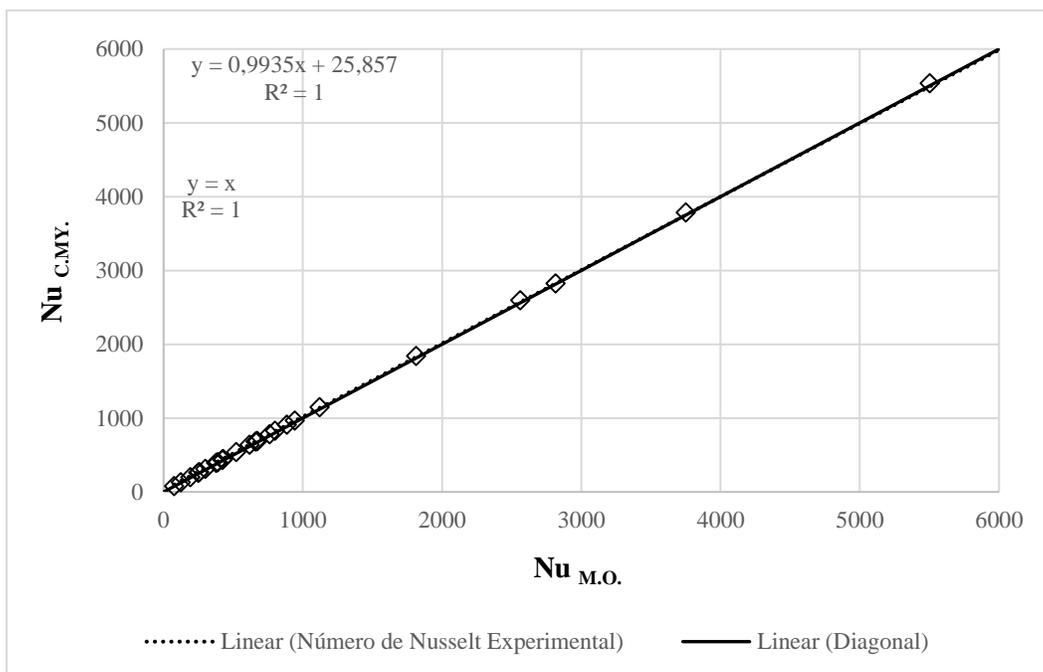
Embora o item 5.2 tenha ressaltado os desvio encontrados entre os métodos de Metzner e Otto e de Calderbank e Moo-Young para o cálculo dos termos Número de Reynolds, Número de Prandtl e Razão viscosa; este desvio é amortecido quando se compara os modelos finais para predição de do Número de Nusselt.

O desvio encontrado entre os modelos de predição no sistema empregando o impulsor axial foi de 2,2% enquanto que para o impulsor radial foi de 3,0%. As Figuras 62 e 63 demonstram a análise dos desvios, respectivamente.

Outros autores apresentaram pesquisas que corroboram para validação destes resultados, que possuem os expoentes do Número de Prandtl <sup>(b)</sup> e Razão Viscosa <sup>(c)</sup> similares aos tradicionais valores encontrados pela literatura. Dostál, Petera e Rieger (2010) apresentaram um modelo empírico, para um sistema aquecido por meio de chicanas tubulares e agitado por impulsor axial de 4 pás inclinadas, que apresenta em média 15,5% de desvio dos resultados propostos nesta pesquisa.



**Figura 62 – Comparativo do Número de Nusselt para o impulsor axial.**

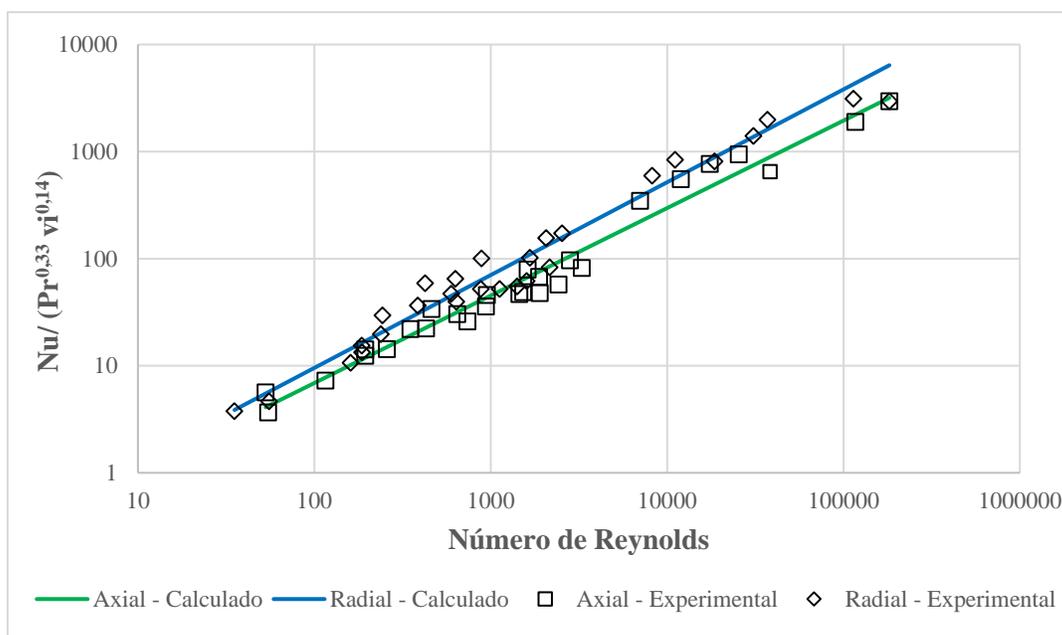


**Figura 63 – Comparativo do Número de Nusselt para o impulsor radial.**

Os valores do coeficiente de determinação ( $R^2$ ) dos modelos que utilizaram o método de Calderbank e Moo-Young (1961) foram apenas 0,1% maiores para ambos os impulsores, (Quadro 13 a 16). Desta forma, tendo em vista o baixo desvio obtido entre os métodos, recomenda-se por questões de praticidade a utilização do método de Metzner e Otto (1957) para dimensionamento de unidades de tanques com agitação dentro dos limites supracitados.

Por meio dos baixos valores apresentados para os desvios entre os métodos mencionados, pode-se afirmar que a consideração das propriedades reológicas não influenciou significativamente a determinação dos valores do coeficiente de película para o sistema estudado.

A Figura 64 compara os dados obtidos experimentalmente com os modelos propostos, de modo a ilustrar a precisão do método.



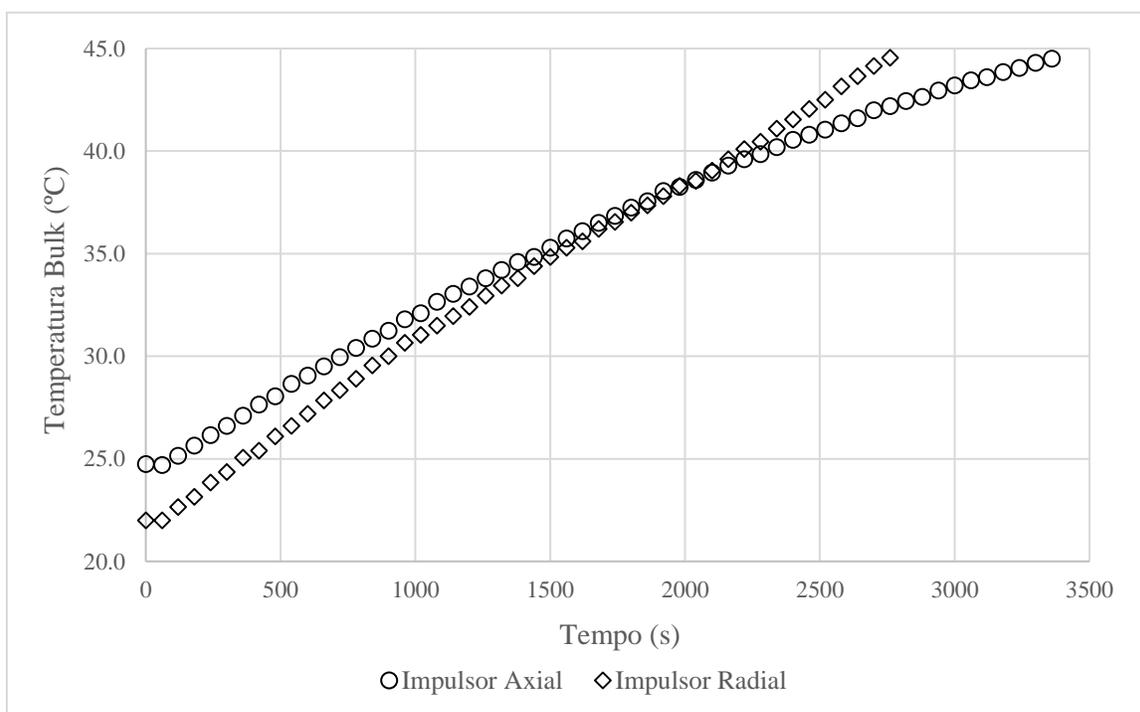
**Figura 64 – Comparação entre os dados experimentais e os modelos propostos.**

Denomina-se eficiência de troca térmica, a razão do Número de Nussel pelo produto do Número de Prandtl e a Razão Viscosa apresentados na ordenada da Figura 64. Desta forma a análise da eficiência da troca térmica entre os sistemas equipados com o impulsor axial e o impulsor radial demonstra que o impulsor radial proporcional uma troca térmica cerca de 71% mais eficiente do que o impulsor axial, para o dado sistema em análise.

A alta eficiência do sistema munido com o impulsor radial é dada pelo fato de que este modelo de impulsor direciona o fluido diretamente para a fonte quente através dos fluxos radiais. O modelo axial apresenta maior lentidão para atingir a mesma temperatura visto que direciona o fluido primeiramente no sentido do eixo.

A Figura 65 exemplifica este fenômeno através da comparação do ensaio 15 – impulsor axial, 900 RPM e solução de carboximetilcelulose sódica 1,0%; com o ensaio 20 - impulsor radial, 900 RPM e solução de carboximetilcelulose sódica 1,0%.

Ainda que no ensaio utilizando o impulsor radial a temperatura inicial fora inferior a temperatura inicial do ensaio com o impulsor axial, o mesmo leva 18% a menos de tempo para atingir a mesma temperatura.



**Figura 65 – Comparação entre a eficiência de troca térmica dos impulsores axial e radial.**

## 6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

### 6.1. Conclusões

Os modelos propostos nesta pesquisa, sobre transferência de calor e potência consumida, forneceram previsões para o sistema operando com um impulsor axial de 4 pás inclinadas 45° e um impulsor radial do tipo disco turbina, apresentando um coeficiente de determinação ajustado ( $R^2$ ) de 0,9735 e 0,9681 quando empregado o método de Calderbank e Moo-Young (1961) e de 0,9723 e 0,9676 quando aplicado o método de Metzner e Otto (1957), respectivamente para ambos os impulsores.

Os métodos utilizados para correção dos cálculos dos adimensionais Reynolds, Prandtl e Razão Viscosa em função da reologia, apresentaram baixo desvio entre si, sendo 2,2% para o impulsor axial e 3% para o radial.

Visando maior simplicidade durante um projeto de unidade de tanque com troca térmica e agitação, recomendou-se a utilização dos modelos obtidos através do método de Metzner e Otto (1957).

O desvio entre os valores previstos pelo modelo e os valores experimentais foram de 6% para o impulsor axial e 11% para o impulsor radial.

A ordem de grandeza dos valores propostos para as constantes de cada modelo corroboram com a literatura, visto que o termo que mais influência na troca térmica é o Número de Reynolds que é diretamente proporcional à turbulência do escoamento.

Conforme esperado, o impulsor axial demonstrou melhor eficiência em relação ao consumo de potência, cerca de 60% ao longo da faixa utilizada nos experimentos, devido à geometria de suas pás que reduzem a resistência ao movimento. Todavia, o impulsor radial apresentou 71% a mais de eficiência no processo de troca térmica, através da superfície da chicana tubular vertical, por conta dos predominantes fluxos radiais oriundos do posicionamento das pás do agitador.

## 6.2. SUGESTÕES

Visando a continuidade da pesquisa, sugere-se:

- a) Realizar os mesmos experimentos em tanques de diferentes volumes, a fim de avaliar a influencia das correlações geométricas no modelo de predição;
- b) Efetuar o estudo em sistemas operando em regime contínuo;
- c) Utilizar fluidos com reologias dilatante ou dependente do tempo para avaliar o comportamento das variáveis de processo;
- d) Comparar o processo de aquecimento e resfriamento do mesmo sistema.

## REFERÊNCIAS

- Ansar Ali, S. K.; Singh, L. P. e Gupta, S. N., **Heat Transfer of Newtonian and Non-Newtonian Fluids in Mechanically Agitated Vessel**. *International Journal of Scientific Engineering and Technology Research*, v. 03 pág. 3031 – 3035. (2014);
- Aubin, J., Naude, I., Xuereb, C., Bertrand, J. **Blending of newtonian and shear-thinning fluids in a tank stirred with a helical screw agitator**. *Trans Inst Chem Eng*, v. 78. (2000);
- Bennett, C. O. e Myers, J. E. **Momentum, heat and mass transfer**. McGraw-Hill Book Company, N.Y. 2nd ed. (1974)
- Bird, R. B.; Stewart, W. E. e Lightfoot, E. N. **Transport phenomena**. Chemical Engineering Department University of Wisconsin-Madison 2nd Ed. (2002);
- Broniarz-Press, L., Pralat, K., Puc, K.W., **Experimental Analysis of Thermal Conductivity of Carboxymethylcellulose Sodium Salt Aqueous Solutions in Coaxial Cylinder System**. *European Congress of Chemical Engineering*, pág. 16-20. (2007);
- Calderbank, P. H.; Moo-Young, M. B. **The power characteristics of agitators for the mixing of Newtonian and non-Newtonian fluids**. *Trans Inst Chem Eng*, v. 39 pág. 337-347. (1961);
- Carreau, P., Charest, G., Corneille, J. L. **Heat transfer to agitated non-newtonian fluids**. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, v. 44 pág. 3-8. (1966);
- Chhabra, R. P. e Richardson, J. F., **Non-newtonian flow and applied rheology**. Engineering applications, Editora Butterworth-Heinemann, 2<sup>a</sup> Ed. (2011);
- Chilton, T. H.; Drew, T. B.; Jebens, R. H. **Heat transfer coefficients in agitated vessels**. *Industrial e Engineering Chemistry*, v. 36 pág. 510-516. (1944);

Coker, A. K., **Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants**, Elsevier v. 1. 4<sup>a</sup> Ed. (2007);

Colburn, A.P. **A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data and A Comparison with Fluid Friction**. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 7 pág. 1359-1384, (1933).

Dostál, M., Petera, K. e Rieger, F., **Measurement of Heat Transfer Coefficients in an Agitated Vessel with Tube Baffles**. *Acta Polytechnica*, v. 50 n<sup>o</sup>. 2 pág. 46 – 57. (2010);

Dunlap, I. R., J. H. Rushton. **Heat transfer coefficients in liquid mixing using vertical-tube baffles**. *Chem. Progr. Symp. Ser.* v. 49. (1952)

Edward, L. P., Victor, A. A., Suzanne, M. K., **Handbook of Industrial Mixing – Science and Practice**. *John Wiley e Sons, Inc., Hoboken, New Jersey*. (2004);

Freire, A. P. S., **Teoria da Camada Limite. Programa de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ**. (1990);

Gebhard Schramm, **Reologia e reometría – Fundamentos teóricos e práticos**. 2<sup>a</sup> Ed. Artliber. (2006);

Gnielinski, V, **Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen. (New equations for heat and mass transfer in turbulent pipes and ducts)**. *Forsch. Ing.-Wes*, v. 41 pág. 8-16. (1976);

Hagedorn, D., Salamone, J. J. **Batch heat transfer coefficients for pseudoplastic fluids in agitated vessels**. *Industrial e Engineering Chemistry Process Design and Development*, v. 6 pág. 469-475. (1967);

Harnby, N. Edwards, M. F. e Niemow, A. W. **Mixing in the Process Industries**, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2nd ed. pág. 185 (1985);

Havas, G., Deak, A. e Sawinsky, J., **Heat Transfer Coefficients in an Agitated Vessel Using Vertical Tube Baffles**. *Chemical Engineering Journal*, v. 23 pág. 161–165. (1982);

Havas, G., Deak, A. e Sawinsky, J., **Heat Transfer to Helical Coils in Agitated Vessels**. *Chemical Engineering Journal*, v. 35 pág. 61 – 64. (1986);

Heinlein, H.W., Sandal, O.C. **Low Reynolds Number Heat Transfer to Non-Newtonian Fluids in Anchor-Agitated Vessels**. *Industrial e Engineering Chemistry Process Design and Development*, v. 11 nº. 4. (1972);

Holland, F. A., Chapman, F. S., **Liquid mixing and processing in stirred tanks**. Reinhold Publishing Coporation. 1966;

Kern, D. Q. **Process heat transfer**. McGraw-Hill Book Company, INC. (1950);

Kreith, F. **Principles of heat transfer**. Editora Edgard Blucher LTDA. 3rd Ed. (1977);

Lopes, M. D. et al., **Comparação entre coeficientes da Equação de Sieder-Tate para transferência de calor via chicana tubular em tanques com impulsores axiais e radiais**. *Unisanta Science and Technology*, v. 2 pág. 74-78. (2013);

Ludwig, E. E. **Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants**. Houston; Gulf Publishing Company, v. 1. 3ª Ed. (1995);

Magnusson, K. **Agitators for viscous liquids and two-phase systems**. *IVA*, v. 86. (1952);

Martone, J. A., Sandall, O. C. **Heat transfer to Bingham plastic slurries in agitated vessels.** *Industrial e Engineering Chemistry Process Design and Development*, v. 10 pág. 86-91. (1971);

McCABE, W. L., SMITH, J. C., HARRIOT, P., **Unit Operations of Chemical Engineering**, *United States of America, McGraw-Hill Book Company, INC*, 7ª Ed. (2005);

Metzner, A. B. e Reed, J. C. **Flow of non-newtonian fluids—correlation of the laminar, transition, and turbulent-flow regions.** *AIChE J.* v. 1 pág. 434. (1955);

Metzner, A. B.; Otto, R. E. **Agitation of non-Newtonian fluids.** *AIChE Journal*, v. 3 pág. 3-10. (1957);

Mitsuishi, N. e Miyairi, Y., **Heat Transfer to Non-Newtonian Fluids in an Agitated Vessel.** *Journal of Chemical Engineering of Japan*, v. 6 pág. 415 – 420. (1973);

Moraes Júnior, D., Moraes, M. S., **Laboratório de Operações Unitárias I, Brasil, Edição do autor**, 1ªEd. (2011);

Ochieng, A.; Onyango, M. S.; Kumar, A.; Kiriamiti, K. e Musonge, P. **Mixing in a tank stirred by Rushton turbine at low clearance.** *Chemical Engineering and Processing*, v. 47 pág. 842 – 851. (2015)

Pimenta, T. A., e Campos, J. B. L. M. **Heat transfer coefficients from Newtonian and non-Newtonian fluids flowing in laminar regime in a helical coil.** *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 58 pág. 676-690. (2012).

Pollard, J., Kantyka, T. A. **Heat transfer to agitated non-newtonian fluids.** *Trans. IChemE*, v. 47 pág. 21-27. (1969);

Rosa et al., **External Coefficient of Heat Transfer by Convection in Mixed Vessels Using Vertical Tube Baffles.** *Industrial e Engineering Chemistry Research*, v. 52 pág. 2434 – 2438. (2013);

Rosa et al., **External Heat Transfer Coefficient in Agitated Vessels Using a Radial Impeller and Vertical Tube Baffles.** *Industrial e Engineering Chemistry Research*, v. 53 pág. 13797 – 13803. (2014);

Rosa et al., **Nusselt's correlations in agitated tanks using the spiral coil with Rushton turbine and PBT 45 impeller. Comparison with tanks containing vertical tube baffles.** *Applied Thermal Engineering*, v. 110 pág. 1331 – 1342. (2017);

Rushton, J. H., Lichtmann, R. S. e Mahony, L. H., **Heat Transfer to Vertical Tubes in a Mixing Vessel.** *Industrial and Engineering Chemistry*, v. 40 pág. 1082-1087. (1948);

Rushton, J. H.; Costich, E. W.; Everett, H. J. **Power characteristics of mixing impellers.** *Chemical Engineering Progress*, v. 46 pág. 395-404. (1950);

Sandall, O. C.; Patel, K. G. **Heat transfer to non-Newtonian pseudoplastic fluids in agitated vessels.** *Industrial e Engineering Chemistry Process Design and Development*, v. 9 pág. 139-144. (1970);

Semmar, N., Tanguier, J.L., Rigo, M.O., **Analytical expressions of specific heat capacities for aqueous solutions of CMC and CPE.** *Thermochimica Acta*, v. 419 pág. 51-58. (2004);

Semmar, N., Tanguier, J.L., Rigo, M.O., **Specific heat of carboxymethyl cellulose and Carbopol aqueous solutions.** *Thermochimica Acta*, v. 402 pág. 225-235. (2003);

Sieder, E. N., and Tate, G. E., **Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes.** *Industrial and Engineering Chemistry*, v. 28 pág. 1429 – 1435. (1936);

Skelland, A. H. P. e Dimmick, G. R. **Heat Transfer between Coils e Non-Newtonian Fluids with Propeller Agitation.** *Industrial Engineering e Chemistry Process Design Developments.* (1969)

Skelland, A. H. P., Wiley. **Non-Newtonian Flow and Heat Transfer,** *Journal of Applied Polymer Science*, v. 11. (1967);

Suryanarayanan, S.; Mujawar, B. A.; Raja Rao, M. **Heat transfer to pseudoplastic fluids in an agitated vessel.** *Industrial e Engineering Chemistry Process Design and Development*, v. 15, nº. 4 pág. 564-569. (1976);

Szalai, E. S.; J. Kukura; P. Arratia, e F. J. Muzzio. **The effect of hydrodynamics on reactive mixing applications,** *AIChE J.* (2002);

Tadini, C. C., Telis, V. R. N., Meirelles, A. J. A., Pessoa Filho, P. A., **Operações unitárias na indústria de alimentos,** *Editora LTC*, 1ª Ed. (2016);

Tanguy, P. A., Thibault, F. and Brito de La Fuente, E., **A new investigation of Metzner-Otto concept for anchor mixing impellers.** *Can. J. Chem. Eng.*, v. 74 pág. 222 – 228. (1996);

Triveni, B., Vishwanadham, B., Madhavi, T., e Venkateshwar, S. **Mixing studies of non-Newtonian fluids in an anchor agitated vessel.** *Chem. Eng. Research and Design*, v. 88. (2009);

Uhl, V. W. **Heat transfer to viscous materials in jacketed agitated kettles.** *Chem. Eng. Progr. Symp.* nº. 51 pág. 93-108. (1955);

Yunus A. Çengel e Michael A. Boles, **TERMODINÂMICA**. *Mc Graw Hill*, 7ª edição. (2013).

## ANEXO

## Anexo I – Dados retirados da FISPQ dos Produtos Utilizados.

Tabela 24 – C.M.C.

C.M.C. (Carboximetilcelulose Sódica)	
Estado físico	Sólido
Aspecto	Pó fino com forma fibrosa
Cor	Branco a levemente amarelado
Ponto de fugor	Não aplicado
Odor	Inodoro
pH	Não aplicável ao sólido
Temperatura de decomposição	Em solução aquosa a 1 ou 2 % é de 6,0 a 9,0
Temperatura de autoignição	230° C
Limites de explosividade	360° C
Densidade	Não determinados
Solubilidade	0,40 – 0,95 g/cm <sup>3</sup> (densidade aparente)
	Solúvel em água. Insolúvel em solventes orgânicos

**FISPC – NicromQuímica**

Tabela 25 – Carbopol 980.

Carbopol 980 (2-HYDROXYPROPYL ESTER)	
Estado físico	Sólido
Aspecto	Pó fino
Cor	Branco
Ponto de fugor	Não aplicado
Odor	Ligeiramente ácido
pH	2,5 – 3,0 (solução a 10 g/l a 20° C)
Temperatura de decomposição	Não determinados
Temperatura de autoignição	470° C
Limites de explosividade	Não determinados
Densidade	0,20 – 0,25 g/cm <sup>3</sup> (densidade aparente)
Solubilidade	Solúvel em água até a temperatura mínima de 20°C.

**FISPC – Sevron**

Tabela 26 – Açúcar.

Açúcar Cristal	
Estado físico	Sólido
Aspecto	Pó branco
Odor e limite de odor	Próprio
pH	7,0 (solução a 100 g/l a 20° C)
Ponto de fusão	169 a 170° C
Ponto de fulgor	Não disponível
Inflamabilidade	Não inflamável
Temperatura de decomposição	Maior que 169° C
Densidade relativa	1,58 (água a 4° C = 1) a 17° C
Solubilidade	Solúvel em água (2,12 mg/l a 25° C)

**FISPC – Biosev**