

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**

**PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE UMA  
BANCADA DIDÁTICA DE TESTES  
PARA ANÁLISE DE TROCA TÉRMICA E  
ESTABILIDADE DO SISTEMA DE CONTROLE**

**MARCOS GALLI**

**ITAJUBÁ – MG  
2002**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA  
DIDÁTICA DE TESTES PARA ANÁLISE DE TROCA TÉRMICA  
E ESTABILIDADE DO SISTEMA DE CONTROLE**

**Marcos Galli**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Itajubá como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Conversão de Energia.

**Orientador: Prof. Dr. Sebastião Varella**

**Co-Orientador: Prof. Dr. Pedro Paulo de Carvalho Mendes**

Itajubá - MG  
2002

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Mauá –  
Bibliotecária Margareth Ribeiro- CRB\_6/1700

D812a

Galli, Marcos

Projeto e desenvolvimento de uma bancada didática de testes para análise de troca térmica e estabilidade do sistema de controle / por Marcos Galli ; orientado por Sebastião Varella e co-orientado por Pedro Paulo de Carvalho Mendes. -- Itajubá, MG: UNIFEI, 2002.

96 p. il.

Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Itajubá.

1. Trocadores de calor. 2. Transferência de calor. 3. Controle de temperatura. 4. Inversores de frequência. I. Varella, Sebastião, orient. II. Mendes, Pedro Paulo de Carvalho, co-orient. III. Universidade Federal de Itajubá. IV. Título.

CDU : 536.2(043.2)

***A Deus Todo Poderoso,***

que em Sua infinita sabedoria  
e bondade me guia e protege,  
e em memória de meu pai,  
*Maurício do Nascimento Galli,*  
dedico este trabalho.

## AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Sebastião Varella pela excelente orientação, segurança e incentivo, fatores fundamentais para a conclusão com êxito deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Pedro Paulo de Carvalho Mendes, na qualidade de co-orientador, também pela competente orientação no desenvolvimento do trabalho.

Ao Prof. Ms. Manuel da Silva Valente de Almeida pela competência, esforço e dedicação na coordenação do curso de mestrado.

À Universidade Federal de Itajubá, pelo apoio institucional e facilidades oferecidas.

À escola SENAI de Santos pelo apoio e disponibilidade de recursos.

À empresa ATOS Automação Industrial Ltda. pelo fornecimento de equipamentos utilizados no trabalho.

À minha mãe e meu filho, pelo apoio, amor e incentivo.

Enfim, a todos os colegas e professores da Universidade Federal de Itajubá, da Universidade Santa Cecília e do SENAI que colaboraram na elaboração deste trabalho.

## SUMÁRIO

|  |      |
|--|------|
| LISTA DE FIGURAS .....   | iii  |
| LISTA DE TABELAS .....   | vi   |
| LISTA DE SÍMBOLOS .....  | vii  |
| LISTA DE SIGLAS .....  | xiii |
| RESUMO .....   | xiv  |
| ABSTRACT .....   | xv   |
| 1. INTRODUÇÃO .....  | 1    |
| 2. CONCEITUAÇÃO TEÓRICA.....   | 5    |
| 2.1. Trocadores de Calor.....  | 5    |
| 2.1.1. Características dos fluidos e escoamento .....                    | 6    |
| 2.1.2. Trocador de calor do tipo casco e tubos.....                      | 7    |
| 2.1.3. O coeficiente global de transferência de calor.....               | 8    |
| 2.1.4. A média logarítmica da diferença de temperaturas.....             | 10   |
| 2.2. Controle Automático. ....   | 13   |
| 2.2.1. Características do processo.....                                  | 13   |
| 2.2.2. O controlador.....  | 15   |
| 2.2.3. Controles típicos de temperatura em trocadores de calor. ....     | 19   |
| 2.2.4. Métodos de sintonia de Ziegler-Nichols. ....                      | 22   |
| 3. BANCADA DE TESTES .....   | 26   |
| 3.1. Substituição da Válvula de Controle por Inversor de Frequência..... | 26   |
| 3.2. Descrição do Sistema.....   | 28   |
| 3.3. Instrumentação. ....  | 31   |
| 3.4. Sistema Supervisório. ....  | 32   |

|   |    |
|---|----|
| 4. SIMULAÇÕES E TESTES .....  | 37 |
| 4.1. Trocador de Calor.....   | 37 |
| 4.1.1. Escoamento concorrente.....                                  | 38 |
| 4.1.2. Escoamento contracorrente. ....                              | 41 |
| 4.1.3. Curvas comparativas. ....                                    | 44 |
| 4.2. Sistema de Controle.....                                       | 48 |
| 4.2.1. Características do processo.....                             | 48 |
| 4.2.2. Otimização do controle. ....                                 | 53 |
| 5. MODELAGEM E ANÁLISE DE RESULTADOS .....                          | 58 |
| 5.1 Trocador de Calor.....  | 58 |
| 5.1.1. Características do trocador de calor.....                    | 58 |
| 5.1.2. Cálculo do coeficiente global de transferência de calor..... | 59 |
| 5.1.2.1. Escoamento concorrente. ....                               | 60 |
| 5.1.2.2. Escoamento contracorrente. ....                            | 66 |
| 5.2. Sistema de Controle.....                                       | 71 |
| 5.2.1. Elemento sensor.....   | 71 |
| 5.2.2. Controlador.....   | 72 |
| 5.2.3. Processo trocador de calor.....                              | 72 |
| 5.2.4. Sistema de controle de temperatura em malha fechada. ....    | 75 |
| 5.2.5. Sintonia do controle. ....                                   | 76 |
| 5.2.6. Resposta a um distúrbio. ....                                | 80 |
| 5.3 Discussões e Considerações.....                                 | 82 |
| 5.3.1. Trocador de Calor .....                                      | 82 |
| 5.3.2. Sistema de controle.....                                     | 84 |
| 6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....                                      | 86 |
| APÊNDICE A.....   | 89 |
| APÊNDICE B .....  | 90 |
| APÊNDICE C .....  | 91 |
| APÊNDICE D.....   | 92 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....                                     | 93 |

## LISTA DE FIGURAS

|  |    |
|--|----|
| Figura 2.1 - Trocador de calor de tubo duplo configuração concorrente.....   | 5  |
| Figura 2.2 - Trocador de calor de tubo duplo configuração contracorrente.....  | 6  |
| Figura 2.3 - Trocadores de calor casco e tubos. (a) escoamento 1-1,<br>(b) escoamento 1-2 e (c) escoamento 2-2.....  | 8  |
| Figura 2.4 - Gradiente de temperatura em trocador de calor dos<br>escoamentos: (a) contracorrente e (b) concorrente .....  | 10 |
| Figura 2.5 - Fator de correção para <i>MLDT</i> . (a) Um passe no casco<br>e dois ou mais passes nos tubos, (b) dois passes no casco<br>e quatro ou mais passes nos tubos (PERRY, 1997)..... | 12 |
| Figura 2.6 - Resposta de um processo de primeira ordem a um degrau. ....   | 13 |
| Figura 2.7 - Resposta de um processo de segunda ordem a um degrau.....   | 14 |
| Figura 2.8 - Sistema de controle típico em malha fechada.....  | 15 |
| Figura 2.9 - (a) Diagrama de blocos do controlador proporcional; (b) desvio em degrau<br>na entrada do controlador e (c) efeito corretivo em malha aberta. ....                              | 16 |
| Figura 2.10 - (a) Diagrama de blocos do controlador integral;<br>(b) desvio em degrau na entrada do controlador e<br>(c) efeito corretivo em malha aberta. ....                              | 17 |
| Figura 2.11 - (a) Diagrama de blocos do controlador proporcional + integral;<br>(b) desvio em degrau e (c) efeito corretivo em malha aberta. ....  | 17 |
| Figura 2.12 - Diagrama de blocos do controlador <i>PID</i> . ....  | 19 |
| Figura 2.13 - (a). Rampa unitária de entrada; (b) Saída do controlador <i>PID</i> . ....   | 19 |
| Figura 2.14 - Controle típico de temperatura de trocador de calor<br>com escoamento contracorrente.....  | 20 |
| Figura 2.15 - Controle de temperatura por by-pass paralelo. ....   | 20 |
| Figura 2.16 - Controle em cascata. ....  | 21 |
| Figura 2.17 - Resposta do processo a uma excitação em degrau.....  | 22 |
| Figura 2.18 - Curva de reação do processo. ....  | 22 |
| Figura 2.19 - Oscilação contínua com período crítico. ....   | 23 |
| Figura 2.20 - Resposta típica a um degrau unitário. ....   | 24 |

|  |    |
|--|----|
| Figura 3.1 - Queda de pressão em uma válvula de controle.....  | 26 |
| Figura 3.2 - Controle de temperatura de trocador de calor com inversor de frequência.....  | 27 |
| Figura 3.3 - Diagrama esquemático da bancada de testes.....  | 28 |
| Figura 3.4 - Localização dos principais elementos do sistema.....  | 30 |
| Figura 3.5 - Aquisição das variáveis de processo.....  | 32 |
| Figura 3.6 - Tela principal do sistema supervisório.....   | 33 |
| Figura 3.7 - Tela do escoamento concorrente.....   | 34 |
| Figura 3.8 - Tela do escoamento contracorrente.....  | 34 |
| Figura 3.9 - Tela do escoamento misto com um passe pelo casco e dois passes pelos tubos. ....  | 35 |
| Figura 3.10 - Registro gráfico das temperaturas e vazões do escoamento contracorrente em regime permanente. ....                             | 36 |
| Figura 3.11 - Registro do comportamento das temperaturas após uma mudança da vazão no lado do casco. ....                                    | 36 |
| Figura 4.1 – Escoamento concorrente.....   | 38 |
| Figura 4.2 - Escoamento contracorrente.....  | 41 |
| Figura 4.3 - Diferença de temperaturas na entrada e saída dos tubos e casco em função da vazão nos tubos com vazão no casco de 300 l/h. .... | 44 |
| Figura 4.4 - Diferença de temperaturas na entrada e saída dos tubos e casco em função da vazão nos tubos com vazão no casco de 400 l/h. .... | 44 |
| Figura 4.5 - Média logarítmica da diferença das temperaturas em função da vazão nos tubos com vazão no casco de 300 l/h. ....                | 45 |
| Figura 4.6 - Média logarítmica da diferença das temperaturas em função da vazão nos tubos com vazão no casco de 400 l/h. ....                | 45 |
| Figura 4.7 - Fluxo de calor em função da vazão nos tubos com vazão no casco de 300 l/h. ....   | 46 |
| Figura 4.8 - Fluxo de calor em função da vazão nos tubos com vazão no casco de 400 l/h. ....   | 46 |
| Figura 4.9 - Coeficiente global de transferência de calor em função da vazão nos tubos com vazão no casco de 300 l/h.....                    | 47 |
| Figura 4.10 - Coeficiente global de transferência de calor em função da vazão nos tubos com vazão no casco de 400 l/h.....                   | 47 |
| Figura 4.11 - Esquema de simulação para identificação das características do trocador de calor.....  | 48 |
| Figura 4.12 - Constante de tempo do escoamento contracorrente 1-1.....   | 49 |
| Figura 4.13 - Tempo morto do escoamento contracorrente 1-1. ....   | 49 |
| Figura 4.14 - Constante de tempo do escoamento misto 1-2. ....   | 50 |

|   |    |
|---|----|
| Figura 4.15 - Tempo morto do escoamento misto 1-2.....  | 50 |
| Figura 4.16 - Esquema de simulação para resposta a um distúrbio.....  | 51 |
| Figura 4.17 - Constante de tempo para resposta a um distúrbio<br>com escoamento contracorrente 1-1.....   | 51 |
| Figura 4.18 - Tempo morto para resposta a um distúrbio com<br>escoamento contracorrente 1-1.....  | 52 |
| Figura 4.19 - Diagrama de blocos do controle de temperatura da saída<br>do trocador de calor.....   | 53 |
| Figura 4.20 - Ganho $K_p$ ajustado em 55.....   | 54 |
| Figura 4.21 - Ganho $K_p$ ajustado em 85.....   | 54 |
| Figura 4.22 - Ganho $K_p$ ajustado em 170.....  | 55 |
| Figura 4.23 - Ganho $K_p$ ajustado em 335.....  | 55 |
| Figura 4.24 - Ajuste do controlador baseado no método de Ziegler-Nichols.....   | 56 |
| Figura 5.1 - Comprimento dos tubos e espaçamento entre chicanas.....  | 58 |
| Figura 5.2 - (a) Diâmetro interno e externo do casco e<br>(b) espaçamento e passo dos tubos.....  | 58 |
| Figura 5.3 - Constante de tempo do elemento sensor.....   | 71 |
| Figura 5.4 - Características de entrada e saída dos elementos do<br>processo em malha aberta.....   | 73 |
| Figura 5.5 - Diagrama de blocos do sistema de controle de temperatura em<br>malha fechada para o escoamento 1-1.....  | 75 |
| Figura 5.6 - Diagrama de blocos do sistema de controle de temperatura em<br>malha fechada para o escoamento 1-2.....  | 75 |
| Figura 5.7 - Esquema de simulação utilizando o software <i>Matlab</i> <sup>®</sup> .....  | 76 |
| Figura 5.8 - Oscilação contínua com $K_p$ crítico ajustado em 363.....  | 77 |
| Figura 5.9 - Reação do controle com $K_p = 218$ , $K_i = 0,067$ rps<br>e $T_d = 3,625$ seg. através do <i>Simulink</i> .....                                    | 78 |
| Figura 5.10 - Reação do controle após sintonia fina com $K_p = 150$ , $K_i = 0,02$ rps<br>e $T_d = 2,3$ seg. através do <i>Simulink</i> .....                   | 79 |
| Figura 5.11 - Sintonia fina no controlador digital com os valores obtidos no software de<br>simulação ( $K_p = 150$ , $K_i = 0,02$ rps e $T_d = 2,3$ seg.)..... | 79 |
| Figura 5.12 - Esquema de simulação de distúrbio com o <i>Simulink</i> .....   | 80 |
| Figura 5.13 - Reação do controle após distúrbio em degrau com o <i>Simulink</i> .....   | 81 |
| Figura 5.14 - Resposta do sistema a um distúrbio após ajuste do controle.....   | 81 |

## LISTA DE TABELAS

|   |    |
|---|----|
| Tabela 2.1 - Método de sintonia de Ziegler-Nichols baseado na curva de reação do processo. ....   | 23 |
| Tabela 2.2 - Método de sintonia de Ziegler-Nichols baseado na sensibilidade limite. ....  | 24 |
| Tabela 3.1 - Seleção do tipo de escoamento. ....  | 29 |
| Tabela 4.1 - Média logarítmica da diferença de temperaturas com a vazão no casco mantida a 300 l/h para escoamento concorrente. ....                          | 38 |
| Tabela 4.2 - Média logarítmica da diferença de temperaturas com a vazão no casco mantida a 400 l/h para escoamento concorrente. ....                          | 38 |
| Tabela 4.3 - Fluxo de calor e coeficiente global de transferência de calor com a vazão no casco mantida a 300 l/h para escoamento concorrente. ....           | 39 |
| Tabela 4.4 - Fluxo de calor e coeficiente global de transferência de calor com a vazão no casco mantida a 400 l/h para escoamento concorrente. ....           | 40 |
| Tabela 4.5 - Média logarítmica da diferença de temperaturas com a vazão no casco mantida a 300 l/h para escoamento contracorrente. ....                       | 41 |
| Tabela 4.6 - Média logarítmica da diferença de temperaturas com a vazão no casco mantida a 400 l/h para escoamento contracorrente. ....                       | 41 |
| Tabela 4.7 - Fluxo de calor e coeficiente global de transferência de calor com a vazão no casco mantida a 300 l/h para escoamento contracorrente. ....        | 42 |
| Tabela 4.8 - Fluxo de calor e coeficiente global de transferência de calor com a vazão no casco mantida a 400 l/h para escoamento concorrente. ....           | 42 |
| Tabela 4.9 - Valores de $K_p$ , $K_i$ e $T_d$ baseado no método de Ziegler-Nichols com o sistema real. ....   | 56 |
| Tabela 5.1 - Dimensões e características do trocador de calor. ....   | 59 |
| Tabela 5.2 – Características do fluido e do escoamento concorrente. ....  | 60 |
| Tabela 5.3 – Características do fluido e do escoamento contracorrente. ....   | 66 |
| Tabela 5.4 - Valores de $K_p$ , $K_i$ e $T_d$ baseado no método de Ziegler-Nichols utilizando o <i>Simulink</i> do software <i>Matlab</i> <sup>®</sup> . .... | 77 |

## LISTA DE SÍMBOLOS

|                |   |                   |
|----------------|---|-------------------|
| $A_t$          | área de troca térmica                                   | [m <sup>2</sup> ] |
| $A_o$          | área do orifício de passagem de uma válvula de controle | [m <sup>2</sup> ] |
| $c(t)$         | variável controlada no domínio do tempo                 | [%]               |
| $c_p$          | calor específico  | [J/kg.K]          |
| $\bar{c}_p$    | calor específico médio                                  | [J/kg.K]          |
| $\bar{c}_{pq}$ | calor específico médio do fluido quente nos tubos       | [J/kg.K]          |
| $\bar{c}_{pf}$ | calor específico médio do fluido frio no casco          | [J/kg.K]          |
| $C_f$          | valor final da variável controlada                      | [%]               |
| $D_h$          | diâmetro hidráulico equivalente do casco                | [m]               |
| $e(t)$         | erro ou desvio no domínio do tempo                      | [%]               |
| $e_t$          | espaçamento entre tubos                                 | [m]               |
| $e_c$          | espaçamento entre chicanas                              | [m]               |
| $E(s)$         | erro ou desvio em Laplace                               |                   |
| $E_t$          | espessura dos tubos                                     | [m]               |
| $D_{c,e}$      | diâmetro externo do casco                               | [m]               |
| $D_{c,i}$      | diâmetro interno do casco                               | [m]               |
| $D_{t,e}$      | diâmetro externo dos tubos                              | [m]               |
| $D_{t,i}$      | diâmetro interno dos tubos                              | [m]               |
| $D(s)$         | perturbação ou distúrbio no domínio de Laplace          |                   |
| $f$            | fator de atrito para obtenção do número de Nusselt      |                   |

|                |   |             |
|----------------|---|-------------|
| $f_c$          | fator de atrito para obtenção do número de Nusselt no lado do casco       |             |
| $f_t$          | fator de atrito para obtenção do número de Nusselt no lado dos tubos      |             |
| $F_e$          | fator de incrustação no lado externo do tubo                              | $[m^2.K/W]$ |
| $F_i$          | fator de incrustação no lado interno do tubo                              | $[m^2.K/W]$ |
| $F_T$          | fator de correção para trocadores de múltiplos passes                     |             |
| $G(s)$         | função de transferência de um sistema genérico                            |             |
| $G_c(s)$       | função de transferência do bloco controlador                              |             |
| $G_d(s)$       | função de transferência do distúrbio                                      |             |
| $G_{i-b}(s)$   | função de transferência do conjunto inversor-bomba                        |             |
| $G_s(s)$       | função de transferência do bloco sensor                                   |             |
| $G_{t1-1}(s)$  | função de transferência do trocador de calor para o escoamento 1-1        |             |
| $G_{t1-2}(s)$  | função de transferência do trocador de calor para o escoamento 1-2        |             |
| $G_{pr1-1}(s)$ | função de transferência do processo em malha aberta para o escoamento 1-1 |             |
| $G_{pr1-2}(s)$ | função de transferência do processo em malha aberta para o escoamento 1-2 |             |
| $G_s(s)$       | função de transferência do elemento sensor                                |             |
| $h_e$          | coeficiente de transferência de calor da corrente externa do tubo         | $[W/m^2.K]$ |
| $h_i$          | coeficiente de transferência de calor da corrente interna do tubo         | $[W/m^2.K]$ |
| $k$            | condutividade térmica   | $[W/m.K]$   |
| $k_t$          | condutividade térmica do material do tubo                                 | $[W/m.K]$   |
| $K$            | ganho estático de um processo genérico                                    |             |
| $K_{cr}$       | ganho crítico proporcional  |             |
| $K_{d1-1}$     | ganho estático do distúrbio para o escoamento 1-1                         | $[°C/l/h]$  |
| $K_p$          | ganho proporcional do controlador   |             |

|             |  |          |
|-------------|--|----------|
| $K_i$       | ganho integral   | [rps]    |
| $K_{pr1-1}$ | ganho estático do processo com escoamento 1-1                          |          |
| $K_{pr1-2}$ | ganho estático do processo com escoamento 1-2                          |          |
| $K_s$       | ganho estático do elemento sensor                                      |          |
| $K_{t1-1}$  | ganho estático do trocador de calor com escoamento 1-1                 | [°C/l/h] |
| $K_{t1-2}$  | ganho estático do trocador de calor com escoamento 1-2                 | [°C/l/h] |
| $K_v$       | constante adimensional da válvula de controle                          |          |
| $L$         | tempo de atraso do processo no método de sintonia da “curva de reação” | [s]      |
| $L_t$       | comprimento dos tubos  | [m]      |
| $m(t)$      | sinal de medição da variável controlada no domínio do tempo            | [%]      |
| $\dot{m}_q$ | vazão mássica no lado dos tubos (fluido quente)                        | [kg/s]   |
| $M(s)$      | sinal de medição da variável controlada no domínio de Laplace          |          |
| $MLDT$      | média logarítmica da diferença de temperaturas                         | [°C, K]  |
| $n_c$       | número de chicanas   |          |
| $Nu$        | número de Nusselt de um escoamento genérico                            |          |
| $Nu_c$      | número de Nusselt do escoamento no lado do casco                       |          |
| $Nu_t$      | número de Nusselt do escoamento no lado dos tubos                      |          |
| $N_t$       | número de tubos  |          |
| $P_{cr}$    | período crítico de oscilação   | [s]      |
| $Pr_c$      | número de Prandtl no do escoamento no lado do casco                    |          |
| $Pr_t$      | número de Prandtl no do escoamento no lado dos tubos                   |          |
| $P_t$       | passo dos tubos  | [m]      |
| $P_v$       | energia dissipada na válvula de controle                               | [J/s]    |
| $\dot{q}$   | fluxo de calor   | [W]      |

|             |   |                     |
|-------------|---|---------------------|
| $\dot{q}_q$ | fluxo de calor no lado dos tubos (fluido quente)                          | [W]                 |
| $Q$         | vazão volumétrica   | [m <sup>3</sup> /s] |
| $Q_f$       | vazão volumétrica no lado do casco do trocador de calor                   | [l/h]               |
| $Q_q$       | vazão volumétrica no lado dos tubos do trocador de calor                  | [l/h]               |
| $R$         | parâmetro adimensional de correção do fator $F_t$                         |                     |
| $r(t)$      | sinal de referência ou set-point no domínio do tempo                      | [%]                 |
| $R(s)$      | sinal de referência ou set-point no domínio de Laplace                    |                     |
| $Re$        | número de Reynolds de um escoamento genérico                              |                     |
| $Re_t$      | número de Reynolds do escoamento no lado dos tubos                        |                     |
| $Re_c$      | número de Reynolds do escoamento no lado do casco                         |                     |
| $S_c$       | área de escoamento livre no lado do casco                                 | [m <sup>2</sup> ]   |
| $t$         | constante de tempo do processo no método de sintonia da “curva de reação” | [s]                 |
| $T$         | temperatura   | [°C, K]             |
| $T_a$       | tempo de acomodação   | [s]                 |
| $T_d$       | tempo derivativo  | [s]                 |
| $T_{f1}$    | temperatura de entrada do fluido no lado do casco (fluido frio)           | [°C]                |
| $T_{f2}$    | temperatura de saída do fluido no lado do casco (fluido frio)             | [°C]                |
| $\bar{T}_f$ | temperatura média do fluido no lado do casco (fluido frio)                | [°C]                |
| $T_p$       | tempo de pico   | [s]                 |
| $T_{q1}$    | temperatura de entrada do fluido no lado dos tubos (fluido quente)        | [°C]                |
| $T_{q2}$    | temperatura de saída do fluido no lado dos tubos (fluido quente)          | [°C]                |
| $\bar{T}_q$ | temperatura média do fluido no lado dos tubos (fluido quente)             | [°C]                |
| $T_s$       | tempo de subida   | [s]                 |
| $u(t)$      | correção do controlador no domínio do tempo                               | [%]                 |

|                    |   |  |
|--------------------|---|--|
| $U$                | coeficiente global de transferência de calor                                    | $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$ |
| $U'$               | coeficiente global de transferência de calor sujo ou de projeto                 | $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$ |
| $U_c$              | coeficiente global de transferência de calor limpo do escoamento concorrente    | $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$ |
| $U'_c$             | coeficiente global de transferência de calor sujo do escoamento concorrente     | $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$ |
| $U_{cc}$           | coeficiente global de transferência de calor limpo do escoamento contracorrente | $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$ |
| $U'_{cc}$          | coeficiente global de transferência de calor sujo do escoamento contracorrente  | $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$ |
| $U_q$              | coeficiente global de transferência de calor no lado dos tubos                  | $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$ |
| $\bar{U}_q$        | coeficiente global médio de transferência de calor no lado dos tubos            | $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$ |
| $U(s)$             | correção do controlador no domínio de Laplace                                   |  |
| $\bar{v}_t$        | velocidade média de escoamento no lado dos tubos                                | $[\text{m}/\text{s}]$                  |
| $\bar{v}_c$        | velocidade média de escoamento no lado do casco                                 | $[\text{m}/\text{s}]$                  |
| $Dp_v$             | diferença de pressão estática entre montante e jusante da válvula de controle   | $[\text{N}/\text{m}^2]$                |
| $DT$               | diferença de temperaturas   | $[\text{°C}, \text{K}]$                |
| $DT_{m\acute{a}x}$ | diferença máxima de temperaturas para obtenção da $MLDT$                        | $[\text{°C}, \text{K}]$                |
| $DT_{m\acute{i}n}$ | diferença mínima de temperaturas para obtenção da $MLDT$                        | $[\text{°C}, \text{K}]$                |
| $DT_q$             | diferença de temperaturas entre entrada e saída do fluido no lado do casco      | $[\text{°C}, \text{K}]$                |
| $DT_q$             | diferença de temperaturas entre entrada e saída do fluido no lado dos tubos     | $[\text{°C}, \text{K}]$                |
| $q$                | tempo morto de um processo genérico   | $[\text{s}]$                           |
| $q_{d1-1}$         | tempo morto do escoamento 1-1 para resposta a um distúrbio                      | $[\text{s}]$                           |
| $q_p$              | tempo morto do processo em malha aberta   | $[\text{s}]$                           |
| $q_{t1-1}$         | tempo morto do trocador de calor com escoamento 1-1                             | $[\text{s}]$                           |
| $q_{t1-2}$         | tempo morto do trocador de calor com escoamento 1-2                             | $[\text{s}]$                           |

|                |   |                      |
|----------------|---|----------------------|
| $\rho$         | massa específica  | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $\bar{\rho}_f$ | massa específica média do fluido no lado do casco (fluido frio)       | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $\bar{\rho}_q$ | massa específica média do fluido no lado dos tubos (fluido quente)    | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $t$            | constante de tempo de um processo genérico                            | [s]                  |
| $t_{d1-1}$     | constante de tempo do escoamento 1-1 para resposta a um distúrbio     | [s]                  |
| $t_p$          | constante de tempo do processo em malha aberta                        | [s]                  |
| $t_s$          | constante de tempo do elemento sensor                                 | [s]                  |
| $t_{t1-1}$     | constante de tempo do trocador de calor com escoamento 1-1            | [s]                  |
| $t_{t1-2}$     | constante de tempo do trocador de calor com escoamento 1-2            | [s]                  |
| $\nu$          | viscosidade cinemática  | [m <sup>2</sup> /s]  |
| $\nu_q$        | viscosidade cinemática do fluido na entrada dos tubos (fluido quente) | [m <sup>2</sup> /s]  |
| $\bar{\nu}_q$  | viscosidade cinemática média do fluido nos tubos (fluido quente)      | [m <sup>2</sup> /s]  |
| $\nu_f$        | viscosidade cinemática do fluido na entrada do casco (fluido frio)    | [m <sup>2</sup> /s]  |
| $\bar{\nu}_f$  | viscosidade cinemática média do fluido no casco (fluido frio)         | [m <sup>2</sup> /s]  |
| $\omega_n$     | freqüência natural em processos de segunda ordem                      | [rd/s]               |
| $z$            | coeficiente de amortecimento em processos de segunda ordem            |                      |

**LISTA DE SIGLAS**

|                                 |   |
|---------------------------------|---|
| CLP                             | controlador lógico programável                            |
| FC                              | controlador de vazão                                      |
| FI                              | indicador de vazão  |
| FT                              | transmissor de vazão                                      |
| I                               | ação integral   |
| P                               | ação proporcional   |
| PI                              | algoritmo de controle proporcional e integral             |
| PID                             | algoritmo de controle proporcional, integral e derivativo |
| Pt-100                          | termoresistência de platina                               |
| PWM                             | modulação por largura de pulso                            |
| TE                              | elemento primário de temperatura                          |
| TIC                             | controlador indicador de temperatura                      |
| TY (I/P)                        | conversor corrente-pressão                                |
| TY (I/F)                        | conversor corrente-freqüência                             |
| V <sub>1</sub> a V <sub>7</sub> | válvulas manuais de bloqueio e manobra                    |

## RESUMO

Este trabalho apresenta uma bancada didática de testes para uso tanto em simulação de controle como para estudo da troca térmica, através de um trocador de calor do tipo casco e tubos, possibilitando diversas configurações de correntes de fluxo. Outra finalidade do sistema é o estudo e análise do comportamento dinâmico do controle de temperatura do trocador, utilizando como elemento final de controle um inversor de frequência na manipulação na vazão, substituindo o estrangulamento do fluxo provocado por válvulas de controle convencionais. Foram efetuadas diversas medições de temperatura nas entradas e saídas do trocador, permitindo a obtenção do coeficiente global de transferência de calor para os escoamentos concorrente e contracorrente. Os valores obtidos foram comparados com os valores calculados a partir das características do trocador, do fluido e do escoamento. No sistema de controle, foi efetuada a otimização do controle de temperatura aplicando o método de sintonia da sensibilidade limite de Ziegler-Nichols. Empregando-se os recursos gráficos do software supervisor utilizado, foram obtidas as características estáticas e dinâmicas do processo para elaboração do modelo matemático do sistema, sendo então feita a simulação com o software *Simulink* utilizando o mesmo método de sintonia. É apresentada uma análise dos resultados obtidos evidenciando a aproximação entre os resultados teóricos e práticos do sistema térmico e do sistema de controle, assim como sugestões para futuros estudos explorando os recursos disponíveis e possíveis do sistema.

Palavras Chave: Trocadores de calor, Transferência de calor, Controle de temperatura, Inversores de frequência.

## ABSTRACT

This work describes a didactic test rig both for simulation of a control system and for studies thermal exchange in a shell and tube type heat exchanger enabling simulation of several configuration of flow currents. Another aspect and purpose of the test rig is the possibility to study and analysis of the dynamic behavior of the heat exchanger temperature control using a frequency inverter as final control element instead of the conventional control valves for controlling the flow rate. Several temperature measurements in the inlets and outlets of the heat exchanger have been executed, allowing the obtainment of the overall heat transfer coefficients for concurrent and countercurrent flows. These results were compared with the theoretical ones calculated with the heat exchanger dimensions, fluid and flows characteristics. Related to the control system, a temperature control optimization has been executed by using the Ziegler-Nichols limit sensitivity of tuning method. Using the graphic resources of the used supervisory software, the static and dynamic characteristics of the process were obtained for the elaboration of the system mathematical model and than the simulation with the *Simulink* software, were made, using the same tuning method. An analysis of the results have shown a good agreement between experiments and theory for both the thermal and the control viewpoint. An analysis of the obtained results is presented showing good agreement between the experimental and theoretical approach for both thermal and control system treatment. Also, some suggestions for future studies exploring the available and possible resources of the test rig are presented.

Key Words: Heat exchanger, Heat transfer, Temperature control, Frequency inverter.

## 1. INTRODUÇÃO

Os trocadores de calor são essenciais em inúmeras aplicações residenciais, comerciais e, mais freqüentemente, em indústrias de processo contínuo para aquecer, resfriar, vaporizar ou condensar fluidos. Com base nas aplicações particulares, o tipo de trocador, sua capacidade térmica e condições operacionais são os principais fatores determinantes no projeto. O sistema de controle aplicado aos trocadores de calor, embora em muitos casos seja desprezado, é tão importante quanto o rendimento do mesmo, contribuindo também para a economia de energia em um cenário industrial tão exigente e competitivo, no qual a otimização de custos, qualidade do produto e produtividade são fatores de sucesso ou fracasso da empresa.

No estudo dos trocadores de calor e dos sistemas de controle, as escolas de engenharia deparam-se com duas situações: laboratórios mal equipados, limitando o ensino aos fundamentos e modelos teóricos e ensino especializado através de *pacotes didáticos*, não possibilitando a invasão das outras áreas de conhecimento. Fica, então, comprometida a qualidade da formação profissional, pois a necessidade industrial não é mais do engenheiro especialista ou puramente teórico. Ele deve estar preparado para a busca de soluções, devido às constantes mudanças do mercado e à velocidade com que elas ocorrem. É nesse contexto que a *simulação de processos* utilizando *bancadas de teste* tem a sua importância, pois permite que o educando possa aplicar, observar e explorar teorias, leis, fundamentos e técnicas, agregando os conhecimentos teóricos aos práticos, operando assim, um processo real de porte reduzido. Permite também a aproximação de conhecimentos do processo; da qualidade no meio industrial; da influência do controle e automação no rendimento, na eficiência do processo e na produtividade, rompendo dessa forma duas barreiras, da interpretação e análise de resultados puramente teóricos e do conhecimento especializado.

Em trabalhos recentemente publicados, TYRÉUS & MAHONEY enfatizam a importância da simulação dinâmica de processos em diversas áreas e seus inúmeros benefícios. COOPER utiliza softwares de controle de processos na simulação e modelagem, assim como na análise e sintonia de controles em malha fechada.

Os módulos eletrônicos da Bytronic International conectados a plantas piloto são utilizados em treinamento industrial, aplicando a teoria à prática do controle

automático. Através da simulação dos processos típicos de controle de vazão, temperatura e nível dos módulos citados, é possível estudar o controle automático e os efeitos das mudanças de carga e distúrbios.

Empresas como Plint & Partners Ltda (Inglaterra) e Elettronica Veneta (Itália) comercializam bancadas didáticas envolvendo trocadores de calor equipadas com instrumentação e sistemas de controle, possibilitando assim o levantamento de características do trocador de calor, bem como o comportamento dinâmico das variáveis envolvidas. No Brasil, empresas como a Probit, Festo Didatic e Anacom produzem kits e softwares de simulação para treinamento e formação profissional.

JÚNIOR (1999) apresenta resultados de simulação da implementação de algoritmo *PID* em controladores industriais com sintonia automática utilizados em controle de processos térmicos. Trabalhos como os de SILVARES & LOPES (1988) utilizam um trocador do tipo casco e tubos para demonstrar um procedimento teórico-experimental na determinação do coeficiente global de transferência de calor, enfatizando a importância da interpretação correta dos resultados devido ao alto grau de incerteza, podendo acarretar prejuízos em razão das discrepâncias entre valores teóricos e reais.

A bancada de testes projetada e apresentada nesse trabalho utiliza um trocador de calor do tipo casco e tubos e um sistema de controle de temperatura utilizando o *inversor de frequência* como elemento final de controle. O estudo da eficiência de troca térmica e o comportamento dinâmico das variáveis são possíveis através da simulação de diversas configurações de fluxo selecionadas por manipulação de válvulas de bloqueio. O controle automático de temperatura manipula a vazão de água quente através do *inversor de frequência* em conjunto com uma bomba, visando manter constante a temperatura de saída do trocador. A opção pelo *inversor de frequência* justifica-se pela facilidade de integração, versatilidade de configuração, economia de energia, redução no tempo de transporte, perda de carga e custo se comparada às válvulas de controle convencionais. É na atualidade uma ótima opção para o controle em malha fechada, apesar dessas aplicações industriais estarem em fase de crescimento, não serem citadas com frequência pela literatura do controle automático e, ainda, não serem utilizadas em plantas piloto de troca de calor.

As variações de demanda e simulações de distúrbios permitem a otimização do controle da temperatura e o acompanhamento do valor das variáveis do processo através de telas de um sistema supervisório. A utilização da bancada de testes auxilia, então, o docente e o educando, evidenciando a aproximação dos resultados práticos aos teóricos, tanto na área de transferência de calor como em controle automático de processos, aumentando também o fator motivacional no processo ensino-aprendizagem.

O desenvolvimento do trabalho é descrito da seguinte forma: no capítulo 2, são apresentados os fundamentos sobre os trocadores de calor, as variáveis e fatores pertinentes ao rendimento e o equacionamento utilizado no dimensionamento e análise. São também apresentados os fundamentos aplicados ao controle automático dos trocadores de calor, como controles típicos, as características do processo, o algoritmo de controle, e os métodos de sintonia.

O capítulo 3 apresenta a bancada de testes com a descrição operacional, as características dos equipamentos e da instrumentação e as telas gráficas do sistema supervisório de operação e monitoração.

As simulações e testes são descritas no capítulo 4, expondo as condições operacionais e resultados. A *média logarítmica da diferença de temperaturas e coeficiente global de transferência de calor* é obtida baseada em diversas vazões, com as curvas comparativas referentes aos escoamentos concorrente e contracorrente. Quanto ao sistema de controle, foram obtidas as características estáticas e dinâmicas do trocador de calor para duas configurações de fluxo, com um passe na carcaça e tubos e com um passe na carcaça e dois nos tubos. As características obtidas foram utilizadas na construção do modelo matemático do sistema de controle, no capítulo 5. Foi efetuada a otimização do controle baseada no método de sintonia da *sensibilidade limite* de Zigler-Nichols, obtendo os parâmetros de controle *proporcional, integral e derivativo*.

O capítulo 5 apresenta a modelagem do sistema e a análise dos resultados. Do sistema térmico envolvendo o trocador de calor, foi calculado o coeficiente global de transferência de calor para os escoamentos concorrente e contracorrente. Os cálculos foram baseados nas características do trocador de calor nas mesmas condições de operação das simulações e testes, considerando fatores de imprecisão e desvio de resultados como o *fator de incrustação, velocidade de escoamento e turbulência*,

representados pelo número de Reynolds e Nusselt. Do sistema de controle, foi apresentado o modelo matemático dos elementos do sistema e feita a simulação e otimização. Para efeito de análise e comparação, foi utilizado o software de simulação *Matlab*<sup>®</sup>, aplicando o mesmo método de sintonia do processo real no capítulo 4.

No capítulo 6, são apresentadas as conclusões, sugestões e a proposta da exploração de outros recursos possíveis da bancada de testes desenvolvida, que não foram objeto de estudo deste trabalho.

## 2. CONCEITUAÇÃO TEÓRICA

Em aplicações de transferência de calor entre duas correntes fluidas, utilizam-se trocadores de calor, para aquecer, resfriar ou condensar fluidos. O calor é transferido por condução e convecção, com os dois mecanismos operando em série, e o desempenho será em função do tipo de trocador e das características construtivas, além das propriedades dos fluidos e condições de escoamento.

A temperatura do fluido na saída do trocador de calor é mantida dentro de limites operacionais desejáveis, através de controle automático. A qualidade do controle de temperatura do trocador de calor é fundamental para o rendimento global do processo onde o mesmo está inserido e irá depender, além do projeto adequado do trocador em si, das características da instrumentação utilizada e da estratégia de controle. A correta sintonia do controlador de temperatura garantirá a estabilidade desejada do controle diante das perturbações inerentes ao processo e possíveis mudanças nas condições de operação.

### 2.1. Trocadores de Calor.

Um trocador de calor é um equipamento onde ocorre a troca térmica entre dois fluidos, normalmente separados por paredes metálicas de tubos circulares. Um dos tipos mais comuns de trocador de calor é o de duplo tubo, que consiste em dois tubos concêntricos, onde um dos fluidos escoam pelo tubo interno e outro pela parte anular entre tubos, podendo escoar em direção paralela (concorrente) ou contrária (contracorrente). No arranjo paralelo, mostrado na Figura 2.1, os fluidos quente e frio entram por uma mesma extremidade, escoam no mesmo sentido e deixam o equipamento por uma outra extremidade.

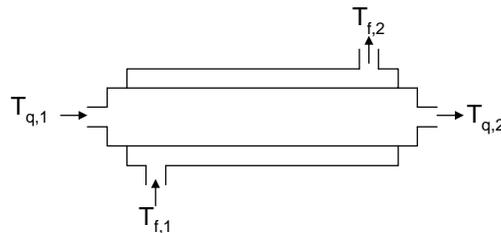


Figura 2.1 - Trocador de calor de tubo duplo configuração concorrente

No arranjo em contracorrente, mostrado na Figura 2.2, os fluidos entram no sistema por extremidades opostas, escoam em sentidos opostos e deixam o sistema por extremidades opostas.

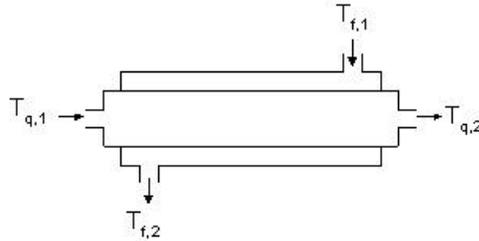


Figura 2.2 - Trocador de calor de tubo duplo configuração contracorrente.

Os trocadores tubulares do tipo tubo duplo são de construção e manutenção simples, sendo utilizados geralmente em aplicações de pequenas capacidades.

### 2.1.1. Características dos fluidos e escoamento.

As principais propriedades físicas do fluido na troca térmica são a condutibilidade térmica, densidade, viscosidade e o calor específico, enquanto que a temperatura dos fluidos, pressão, velocidade e perda de carga são as principais variáveis, relacionadas às condições de operação. O conhecimento dessas propriedades e variáveis é fundamental, tanto para o projeto quanto para a avaliação do desempenho do trocador de calor, aliado ao bom senso e experiência profissional.

A temperatura dos fluidos é uma das principais variáveis citadas. As temperaturas de entrada e saída de um fluido num trocador de calor, conhecidas como *temperaturas terminais*, dependem das exigências do processo. Elas são em geral especificadas e vão determinar o valor do potencial térmico para promover a troca térmica. É importante especificar, além do valor nominal desejado, qual a faixa de tolerância na qual o valor pode flutuar sem prejuízos ao processo.

As pressões dependem das condições de operação do sistema, pois o trocador de calor é sempre um equipamento inserido numa unidade de processo. Em alguns casos, porém, as pressões são ditadas pelas exigências específicas da troca térmica, por exemplo, para possibilitar a condensação de certos fluidos, ou então, no caso de um trocador de calor de placas, a pressão de operação não pode ser muito elevada pela

dificuldade de prover uma resistência mecânica estrutural às placas e às vedações entre elas. Para as situações em que as pressões são muito elevadas, no caso de um trocador do tipo casco e tubos, deve-se consultar normas específicas relativas à espessura da parede do casco e dos tubos. Nesses casos, sistemas de segurança adequados também precisam ser previstos.

A velocidade do escoamento influi em quatro aspectos fundamentais: a eficiência de troca térmica, a perda de carga, a erosão e o depósito de sujeira. Quanto maior a velocidade de escoamento num trocador de calor, maior a intensidade de turbulência criada e melhor deve ser o coeficiente de transporte de energia; conseqüentemente, a área do trocador necessária para uma dada carga térmica será menor. Assim, é desejável que a velocidade do escoamento seja alta, mas essa turbulência intensa também implica num atrito maior e numa perda de carga maior, podendo até ultrapassar valores máximos admissíveis. Nesse aspecto, não é desejável uma velocidade de escoamento exagerada. Há, então, um compromisso entre melhorar a eficiência de troca térmica sem acarretar perda de carga excessiva. A busca desse compromisso constitui um dos principais objetivos no projeto de um trocador de calor.

O depósito de materiais na superfície de um trocador de calor é outra característica importante relacionada aos fluidos e evidentemente indesejável, pois aumenta a resistência à transferência de energia, diminuindo a eficiência de troca térmica. Pode obstruir a passagem do fluido, aumentando a perda de carga. Um dos modos adotados na prática para saber o grau de depósito num trocador de calor em operação é acompanhar, ao longo do tempo de uso, as temperaturas e as pressões terminais do trocador. À medida que o depósito aumenta, a diferença de pressões também aumenta e a eficiência de troca térmica diminui.

### **2.1.2. Trocador de calor do tipo casco e tubos.**

É constituído por um conjunto de tubos no interior de uma carcaça, onde um dos fluidos circula no interior dos tubos e o outro fluido escoá pelo espaço entre a carcaça e os tubos. São trocadores utilizados sob diversas condições operacionais, mas principalmente onde pressões e temperaturas são elevadas. Sua forma mais simples envolve um único passe no tubo e no casco, normalmente denominado trocador tipo

1-1, como mostra a Figura 2.3(a), e é geralmente empregado quando se deseja uma perda de carga mínima.

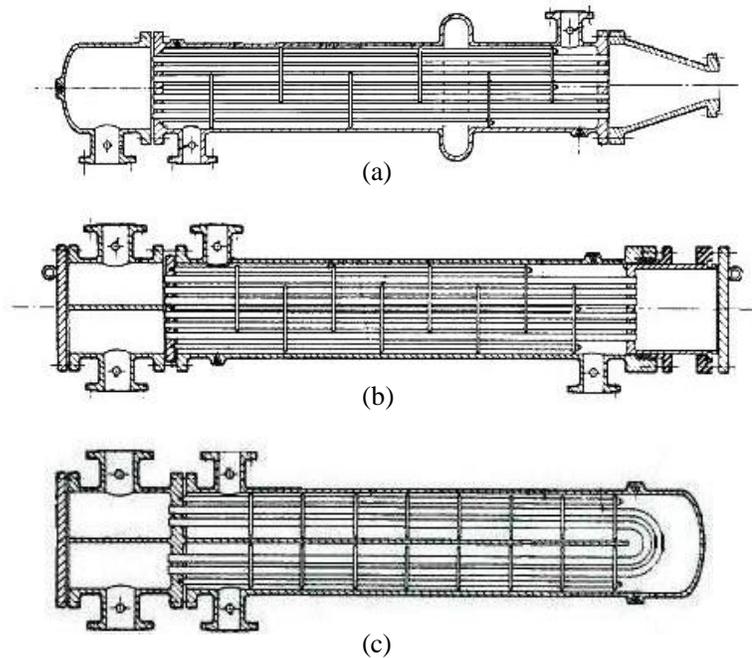


Figura 2.3 - Trocadores de calor casco e tubos. (a) escoamento 1-1, (b) escoamento 1-2 e (c) escoamento 2-2.

O coeficiente de transferência de calor é aumentado ao instalar-se chicanas induzindo turbulência e um componente de velocidade na direção do escoamento cruzado. Outra forma de elevar o coeficiente de transferência de calor é aumentando-se o número de passes como o trocador 1-2 mostrado na Figura 2.3(b), que consiste de um passe no casco e dois passes no tubo, sendo considerado um dos trocadores de calor mais utilizados. O trocador 2-2 da Figura 2.3(c) com dois passes no casco e dois passes nos tubos, apesar de permitir melhor troca térmica, é aplicado quando os fluidos de trabalho são limpos e não corrosivos.

### 2.1.3. O coeficiente global de transferência de calor.

A determinação do coeficiente global de transferência de calor é uma das etapas iniciais na análise de trocadores de calor, pois sistematiza as diferentes resistências térmicas existentes no processo da troca de calor entre as duas correntes de fluido. A equação básica de transferência de calor utilizada no projeto de um trocador é obtida a partir da lei do resfriamento de Newton e é dada por:

$$\dot{q} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (2.1)$$

onde  $\dot{q}$  é a quantidade de calor trocado em um ponto do trocador com uma superfície de troca térmica  $A$ ,  $U$  é o coeficiente global médio de transferência de calor baseado nessa área e  $\Delta T$  é a diferença entre as temperaturas dos fluidos.  $U$  está relacionado com os coeficientes de transferência de calor das correntes interna e externa do tubo,  $h_i$  e  $h_e$  respectivamente, ou, então, com a resistência térmica das correntes internas e externas do fluido sobre o tubo, podendo ser representado pela Eq. (2.2).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (2.2)$$

O valor de  $U$  obtido na Eq. (2.2) pode ser considerado como um *coeficiente global de polimento*, demonstrando que as incrustações ou lama não foram levadas em consideração. A formação de uma película ou incrustações devido ao tempo de operação, depósito de impurezas ou formação de ferrugem, é considerada introduzindo-se uma resistência térmica adicional conhecida por *fator de incrustação*  $F_i$  e  $F_e$ , nos lados interno e externo do tubo, respectivamente. O seu valor dependerá do tipo de fluido, tempo de operação do trocador de calor, da velocidade e temperatura do fluido.

Outro fator considerado na transferência de calor é a condutividade térmica do material do tubo  $k_t$ . Nos casos onde a espessura do tubo é pequena, combinando com alta condutividade térmica do material do tubo, essa resistência pode ser desprezada. Incluindo as resistências devido à incrustação e a resistência térmica do material do tubo, o coeficiente global de transferência de calor pode ser denominado como *coeficiente global sujo ou de projeto*  $U'$ . Para os trocadores de calor tubulares não aletados, será então representado pela Eq. (2.3), cujo valor não é constante e varia não linearmente através do trocador de calor como cita OZISIK (1990).

$$U' = \frac{1}{\left( \frac{D_{t,e}}{D_{t,i}} \cdot \frac{1}{h_i} \right) + \left( \frac{D_{t,e}}{D_{t,i}} \cdot F_i \right) + \left( \frac{D_{t,e}}{2k_t} \cdot \ln \frac{D_{t,e}}{D_{t,i}} \right) + (F_e) + \left( \frac{1}{h_e} \right)} \quad (2.3)$$

**2.1.4. A média logarítmica da diferença de temperaturas.**

O gradiente das temperaturas no interior do trocador de calor é ilustrado na Figura 2.4, onde se observa que a diferença de temperatura entre dois fluidos varia ponto a ponto ao longo do trocador e, evidentemente, não é constante.

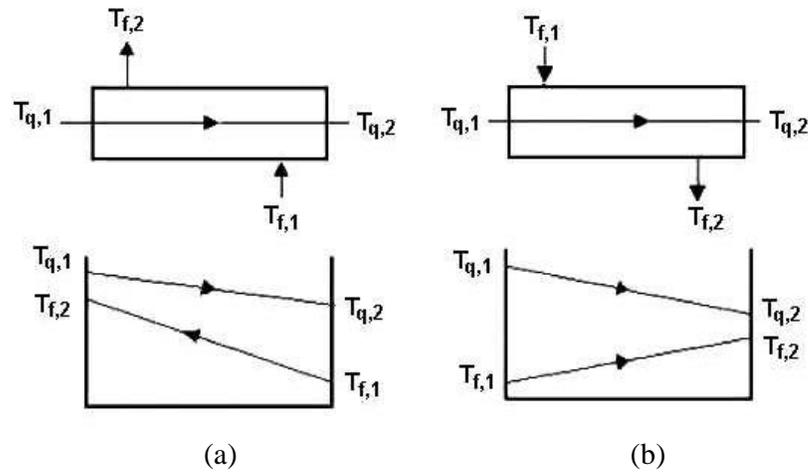


Figura 2.4 - Gradiente de temperatura em trocador de calor dos escoamentos: (a) contracorrente e (b) concorrente

A Eq. (2.4) fornece a média logarítmica da diferença de temperaturas (*MLDT*), considerando a vazão e o calor específico dos fluidos constante e também que não haja mudança de fases dos fluidos. Conhecendo-se os perfis de temperatura no escoamento concorrente e contracorrente, e conseqüentemente a *MLDT*, é possível por exemplo, estimar-se a área de transferência de calor para cada caso.

$$MLDT = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}\right)} \quad (2.4)$$

Da equação 2.4, para trocador de calor em escoamento contracorrente:

$$\Delta T_{\max} = T_{q,1} - T_{f,2} \quad \text{e} \quad \Delta T_{\min} = T_{q,2} - T_{f,1}$$

e para trocador de calor em escoamento concorrente:

$$\Delta T_{\max} = T_{q,1} - T_{f,1} \quad \text{e} \quad \Delta T_{\min} = T_{q,2} - T_{f,2}$$

onde  $T_{q,1}$  = temperatura de entrada do fluido quente,

$T_{q,2}$  = temperatura de saída do fluido quente,

$T_{f,1}$  = temperatura de entrada do fluido frio,

$T_{f,2}$  = temperatura de saída do fluido frio.

Da Eq.(2.1), tem-se então a equação do calor total trocado, dada por:

$$\dot{q} = U \cdot A \cdot MLDT \quad (2.5)$$

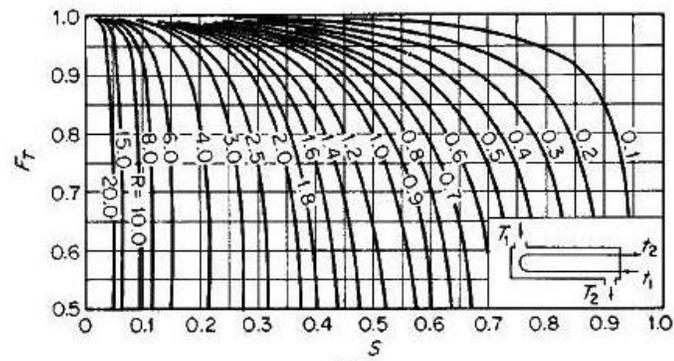
A correção da média logarítmica da diferença das temperaturas é feita nos casos envolvendo trocadores de passes múltiplos, pois o modelo do fluxo não será exclusivamente concorrente ou contracorrente ficando a Eq. (2.5) modificada para

$$\dot{q} = U \cdot A \cdot F_T \cdot MLDT \quad (2.6)$$

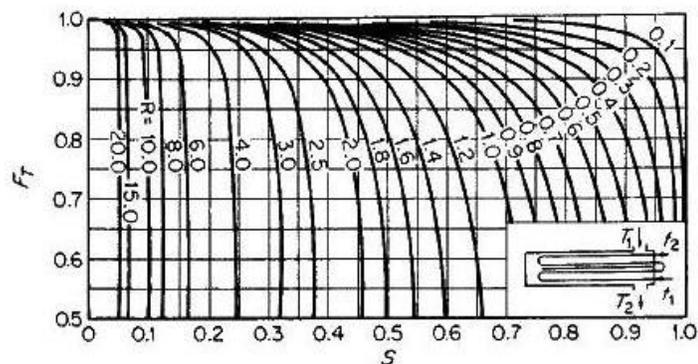
O fator de correção deverá ser aplicado tomando-se como base o cálculo da  $MLDT$  nas condições de contracorrente. Os gráficos mostrados nas Figuras 2.5 (a) e (b), para obtenção do fator de correção  $F_T$ , são freqüentemente empregados para as correções aproximadas, podendo ser aplicados quer o fluido quente esteja do lado do casco ou dos tubos.

Os gráficos da Figura 2.5 mostram que o fator  $F_T$  depende dos parâmetros adimensionais  $S$  e  $R$ . O parâmetro  $S$  representa a eficiência térmica do fluido no lado dos tubos e varia entre zero e um, enquanto que o valor de  $R$  vai de zero a infinito, com o zero correspondendo à condensação pura do vapor no lado do casco e infinito correspondendo à evaporação no lado dos tubos. Os valores de  $S$  e  $R$  são então obtidos por:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_1 - t_2} = \frac{T_{q,1} - T_{q,2}}{T_{f,1} - T_{f,2}} \quad \text{e} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{T_{f,2} - T_{f,1}}{T_{q,1} - T_{f,1}}$$



(a)



(b)

Figura 2.5 - Fator de correção para *MLDT*. (a) Um passe no casco e dois ou mais passes nos tubos, (b) dois passes no casco e quatro ou mais passes nos tubos (PERRY, 1997)

Gráficos para outras diversas configurações de fluxo podem ser utilizados pelo mesmo princípio.

**2.2. Controle Automático.**

O objetivo de um sistema de controle automático é regular uma variável dinâmica do processo, cujo valor, devido à influência natural de outras variáveis ou parâmetros, está sujeito a alterações involuntárias. É, então, fundamental o conhecimento das características do processo controlado, das variáveis envolvidas e do sistema de controle utilizado.

**2.2.1. Características do processo.**

Uma das principais características dos processos é a capacidade de atrasar as mudanças ou reações das variáveis, dificultando em muitos casos a ação do controle automático. Esses atrasos são causados por três propriedades inerentes ao processo, que são: a *resistência*, *capacitância* e o *tempo de transporte* ou *tempo morto*.

**Processos de Primeira Ordem**

São chamados de processos monocapacitivos, sendo relativamente fáceis de se controlar, pois possuem apenas uma resistência e uma capacitância predominante. A representação de um processo de primeira ordem, de acordo com BOLTON (1993), pode ser feita no domínio de Laplace por uma função de transferência do tipo,

$$G(s) = \frac{K}{\hat{\omega}s + 1} \cdot e^{-\hat{\omega}s} \tag{2.7}$$

onde,  $t$  é a constante de tempo do processo,  $K$  é o ganho estático e  $q$  o tempo de atraso, que na maioria dos casos é de valor baixo, podendo ser desprezado. Muitos processos industriais podem ser aproximados por uma função de transferência de primeira ordem com tempo morto, como mostra a resposta temporal típica da excitação em degrau da Figura 2.6.

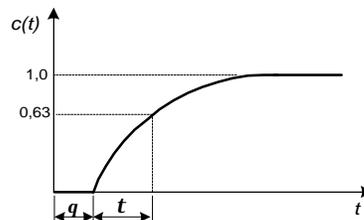


Figura 2.6 - Resposta de um processo de primeira ordem a um degrau.

### Processos de Segunda Ordem

Também chamados de processos multicapacitivos. São de controlabilidade mais difícil, pois não reagem imediatamente após mudanças de carga ou distúrbios. A forma padrão da função de transferência de um sistema de segunda ordem, segundo PHILLIPS e HARBOR (1997), é dada por:

$$G(s) = \frac{\dot{u}_n^2}{s^2 + 2\alpha\omega_n s + \dot{u}_n^2} \quad (2.8)$$

onde  $\omega_n$  representa a *freqüência natural* ou *freqüência não-amortecida* na condição de amortecimento especificada por  $\alpha$  que representa o *coeficiente de amortecimento*. Se  $0 < \alpha < 1$ , o sistema é dito subamortecido, e a resposta transitória é oscilatória. Se  $\alpha = 1$ , o sistema é dito criticamente amortecido, se  $\alpha > 1$  o sistema é considerado superamortecido e se  $\alpha = 0$  a resposta transitória não decai, como mostra resposta a um degrau unitário da Figura 2.7.

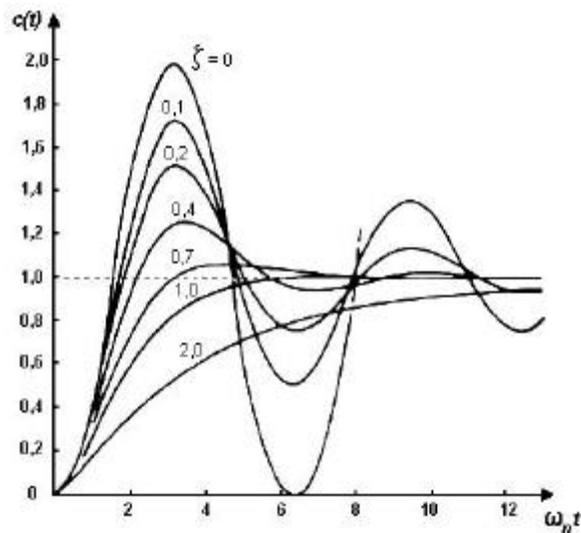


Figura 2.7 - Resposta de um processo de segunda ordem a um degrau.

### 2.2.2. O controlador.

O desempenho de um controle automático pode ser avaliado pela forma em que a variável controlada responde à presença de distúrbios ou mudanças de carga, ou seja, pelo comportamento da variável observada pelo desvio em relação aos valores pré-estabelecidos desejáveis. Em função das tolerâncias permitidas para cada processo, é possível o controle de diversas formas, produzindo obviamente desempenho ou respostas diferentes para o mesmo tipo de distúrbio.

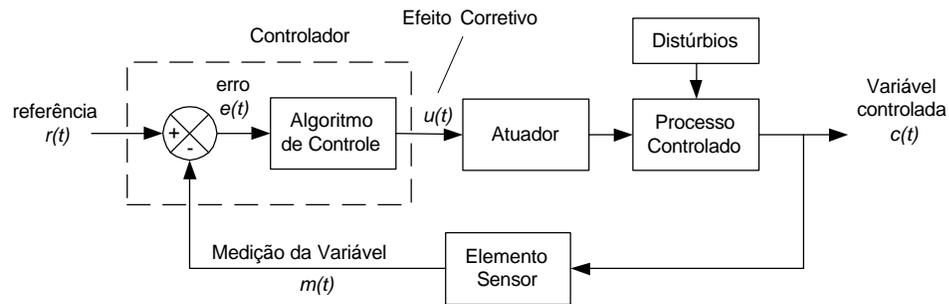


Figura 2.8 - Sistema de controle típico em malha fechada.

A Figura 2.8 mostra os elementos básicos de um controlador e do sistema de controle em malha fechada. O controlador é o elemento responsável pelo processamento do erro ou desvio entre a variável medida, considerada primária ou principal, e o valor de controle desejado (*set-point*). O efeito corretivo produzido aciona o elemento de atuação, cuja função é manipular uma variável secundária, mantendo assim a variável principal sob controle. A relação entre a saída do controlador e o erro é função do modo ou da ação de controle estabelecida para atuar sob o processo que se deseja controlar. As três ações de controle utilizadas e que constituem o algoritmo de controle dos controladores industriais são a proporcional, integral e derivativa, podendo compor os modos de controle proporcional (*P*), proporcional+integral (*PI*) e proporcional + integral + derivativo (*PID*) (OGATA, 1998).

#### Ação Proporcional

A ação proporcional produz uma correção  $u(t)$  proporcional ao erro atuante  $e(t)$ , sendo representada por,

$$u(t) = K_p \cdot e(t) \tag{2.9}$$

onde  $K_p$  é chamado de ganho proporcional, é ajustável e independente da natureza do controlador, podendo ser representado pela função de transferência no domínio de Laplace por:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \quad (2.10)$$

A Figura 2.9 mostra o diagrama de blocos do controlador proporcional e o efeito produzido em malha aberta por um desvio em degrau.  $R(s)$  representa o set-point ou sinal de referência,  $M(s)$  o valor da variável de processo,  $E(s)$  o erro atuante,  $K_p$  a constante proporcional e  $U(s)$  a resposta proporcional produzida.

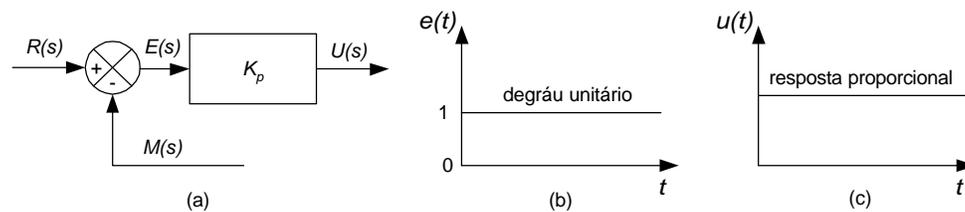


Figura 2.9 - (a) Diagrama de blocos do controlador proporcional; (b) desvio em degrau na entrada do controlador e (c) efeito corretivo em malha aberta.

### Ação Integral

A ação integral tem como característica uma correção  $u(t)$ , cuja taxa de correção varia de acordo com a amplitude do erro atuante, ou seja,

$$\frac{du(t)}{dt} = K_i \cdot e(t) \quad (2.11)$$

ou ainda ,

$$u(t) = K_i \int_0^t e(t) dt \quad (2.12)$$

onde,  $K_i$  é o ganho integral ajustável no controlador, podendo também ser representado pela função de transferência no domínio da transformada de Laplace por:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = \frac{K_i}{s} \quad (2.13)$$

A Figura 2.10 mostra o diagrama de blocos do controle integral puro e o efeito produzido em malha aberta por um desvio em degrau.

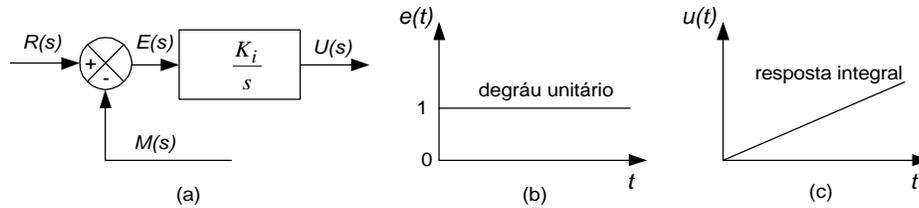


Figura 2.10 - (a) Diagrama de blocos do controlador integral;  
 (b) desvio em degrau na entrada do controlador e  
 (c) efeito corretivo em malha aberta.

### Ação Proporcional + Integral

Na prática, a ação integral age em conjunto com a ação proporcional compondo o controle proporcional + integral (PI). A ação integral ajusta a velocidade de correção enquanto que a ação proporcional afeta tanto a parte proporcional quanto a integral, como mostra a expressão,

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_p \cdot K_i \int_0^t e(t) dt \quad (2.14)$$

O controlador proporcional-integral pode, ainda, ser representado pela função de transferência no domínio da transformada de Laplace,

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left( 1 + \frac{K_i}{s} \right) \quad (2.15)$$

A Figura 2.11 mostra o diagrama de blocos do controlador proporcional + integral e o efeito corretivo produzido na presença de um desvio em degrau.

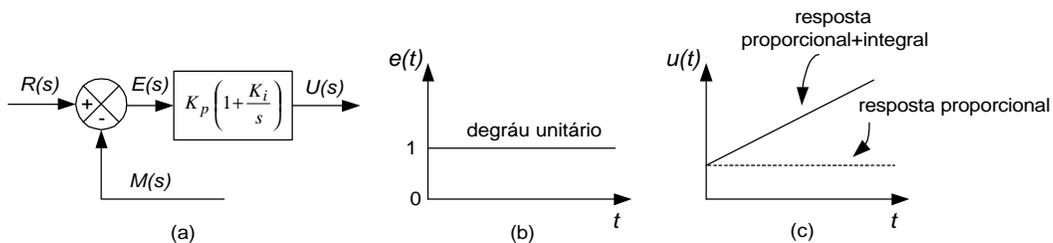


Figura 2.11 - (a) Diagrama de blocos do controlador proporcional + integral;  
 (b) desvio em degrau e (c) efeito corretivo em malha aberta.

### Ação Derivativa

A ação de controle derivativa produz efeito corretivo  $u(t)$ , que é obtido pela taxa de variação do erro atuante com o tempo, ou seja,

$$u(t) = T_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (2.16)$$

Também é conhecida como ação antecipatória, onde o tempo de antecipação ou tempo derivativo  $T_d$  representa a constante derivativa ajustada no controlador, podendo também ser representada pela função de transferência no domínio da transformada de Laplace por,

$$\frac{U(s)}{E(s)} = T_d \cdot s \quad (2.17)$$

### Ação proporcional + integral + derivativa

A ação derivativa junto com as ações proporcional e integral forma o controlador *PID*, combinando o efeito corretivo em amplitude da ação proporcional com o efeito corretivo em velocidade da ação integral e o efeito antecipatório da ação derivativa. Uma característica do modo de controle *PID* é a interação da ação proporcional sob o efeito das ações integral e derivativa. Assim, a representação matemática combinada das ações proporcional, integral e derivativa é dada no domínio do tempo por:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_p \cdot K_i \int_0^t e(t) dt + K_p \cdot T_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (2.18)$$

ou no domínio da transformada de Laplace,

$$U(s) = K_p \cdot E(s) + K_p \cdot K_i \cdot \frac{E(s)}{s} + K_p \cdot T_d \cdot s \cdot E(s) \quad (2.19)$$

ou ainda pela função de transferência,

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left( 1 + \frac{K_i}{s} + T_d \cdot s \right) \quad (2.20)$$

O modo de controle *PID* é utilizado tipicamente em processos de reação lenta, como os processos térmicos, e seu diagrama de blocos é mostrado na Figura 2.12.

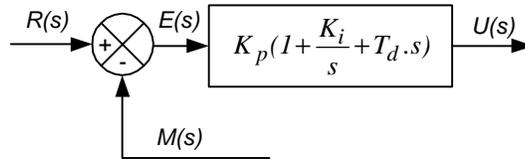


Figura 2.12 - Diagrama de blocos do controlador *PID*.

Considerando  $e(t)$  uma função rampa unitária como na Figura 2.13 (a), o efeito corretivo em malha aberta do controlador para as três ações de controle pode então ser obtido como mostra a Figura 2.13 (b).

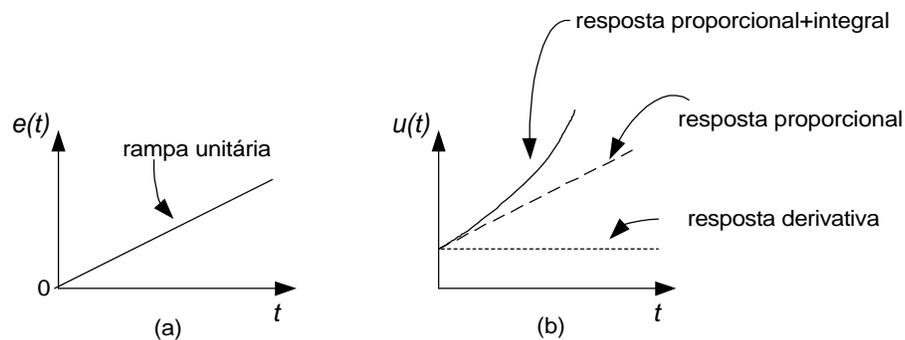


Figura 2.13 - (a). Rampa unitária de entrada; (b) Saída do controlador *PID*.

Outras formas de implementação do algoritmo *PID* podem ser encontradas devido às mais diversas áreas de aplicação dos controladores industriais e uma terminologia não normalizada como cita CLAIR (2000).

### 2.2.3. Controles típicos de temperatura em trocadores de calor.

O sistema típico da Figura 2.14 mostra a representação de um trocador de calor com o escoamento do fluido em contracorrente, onde o controle da temperatura é feito por uma malha fechada simples. Considerando a vazão do produto (fluido frio) constante, a temperatura pode ser controlada manipulando a vazão do fluido quente através da abertura da válvula de controle.

O controlador *TIC* compara o valor da temperatura medida com o set-point do controlador, processa o erro executando o algoritmo *PID* e ajusta a posição da válvula de controle mantendo o aquecimento do produto. O correto ajuste dos parâmetros  $K_p$ ,  $K_i$  e  $T_d$  será o responsável pela estabilidade do controle na presença de distúrbios e nas mudanças de temperatura solicitadas.

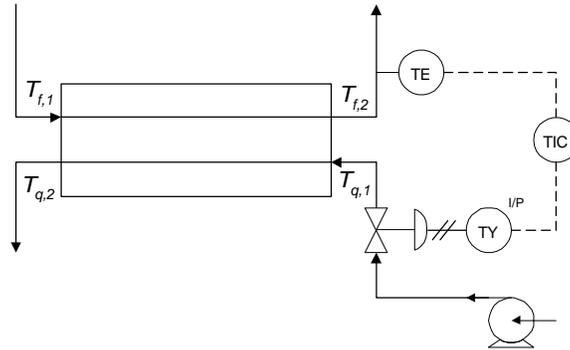


Figura 2.14 - Controle típico de temperatura de trocador de calor com escoamento contracorrente.

A relação entre a vazão manipulada e a temperatura de saída do fluido frio, nesse processo de troca de calor, não é linear para baixas vazões, ao passo que para altas vazões o efeito sobre o calor transferido é muito baixo. Essas características dificultam a controlabilidade do processo, tornando-o eficiente em determinadas condições de operação.

Segundo SHINSKEY (1979), em trocadores com constantes de tempo elevadas, como nos trocadores de múltiplos passes, a velocidade e qualidade do controle não são satisfatórias, utilizando-se nesses casos o controle por *by-pass* como mostra a Figura 2.15, onde o controle é feito através da manipulação do desvio do fluido quente.

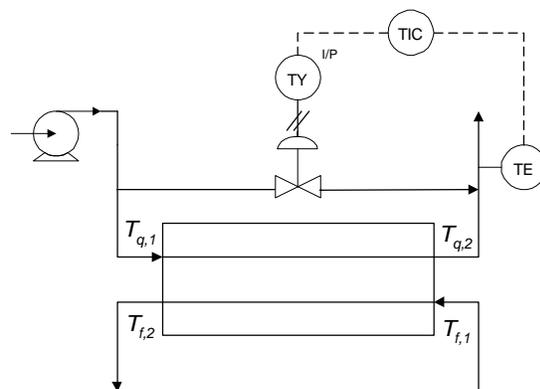


Figura 2.15 - Controle de temperatura por by-pass paralelo.

Esse método elimina os atrasos misturando o fluido quente com o fluxo de saída do trocador de calor, porém a resistência ao fluxo do trocador de calor é colocada em paralelo à resistência da válvula de controle dificultando assim o controle. Válvulas de controle de três vias eliminam o problema, quando o custo delas é desprezado. No exemplo das Figuras 2.14 e 2.15, distúrbios no fluxo do fluido quente podem resultar em elevada taxa de calor momentâneo transferido para o fluido frio, podendo ocasionar aumento súbito da temperatura na saída do trocador de calor.

Através do controle em cascata mostrado na Figura 2.16, os distúrbios provocados pelo fluido quente são detectados antes que a temperatura na saída (variável primária) do trocador seja alterada, devido à medição da variável secundária (vazão do fluido quente), provendo uma atuação rápida (BUCKLEY, 1979).

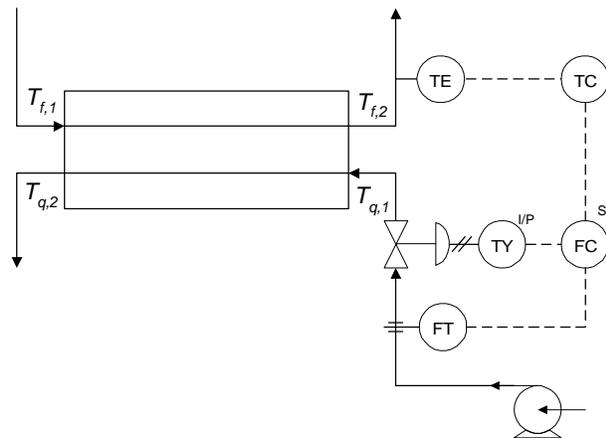


Figura 2.16 - Controle em cascata.

O valor da variável secundária é transmitido para o controlador de temperatura “escravo”, que o compara com o set-point remoto produzido pelo controlador de vazão “mestre” e ajusta a abertura da válvula de controle mantendo a vazão ideal do fluido quente. Tanto alterações no valor da variável primária ou como distúrbios da variável secundária serão corrigidos automaticamente com eficiência através do controle em cascata.

### 2.2.4. Métodos de sintonia de Ziegler-Nichols.

Sintonia é o termo utilizado para a melhor escolha dos parâmetros de um controlador, de forma que atenda as especificações de desempenho de regimes estacionário e transitório do sistema em malha fechada. É possível utilizar diversas técnicas com esse objetivo, incluindo métodos analíticos, gráficos, ou métodos clássicos experimentais como os de Ziegler-Nichols, aplicados em sistemas de controle em malha fechada cujas características sejam facilmente conhecidas, ou em sistemas complexos onde o modelo matemático não possa ser obtido com facilidade (OGATA, 1998).

### Método da Curva de Reação

Com a malha aberta, aplica-se uma excitação em degrau à entrada do processo a controlar, observando-se a resposta sobre o sinal da variável controlada, como é mostrado na Figura 2.17.

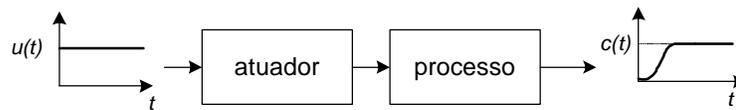


Figura 2.17 - Resposta do processo a uma excitação em degrau.

A curva do sinal medido no tempo é chamada de *curva de reação do processo*, podendo ser caracterizada por duas constantes, o *tempo de atraso L* e a *constante de tempo t*. O tempo de atraso e a constante de tempo podem ser obtidos traçando-se uma reta tangente no ponto de inflexão da curva, como mostra a Figura 2.18.

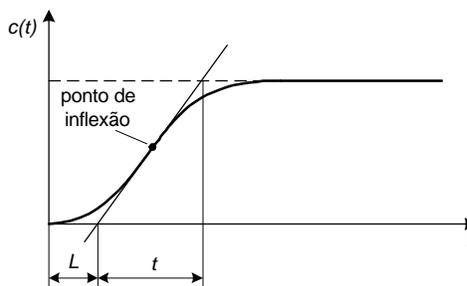


Figura 2.18 - Curva de reação do processo.

O método da curva de reação de Ziegler-Nichols sugere então ajustar os valores de  $K_p$ ,  $K_i$  e  $T_d$  em função das duas características obtidas do processo, de acordo com as expressões da Tabela 2.1. Os valores de  $K_i$  são representados por repetições do efeito proporcional por unidade de tempo e o valor de  $T_d$  por unidade de tempo.

Tabela 2.1 - Método de sintonia de Ziegler-Nichols baseado na curva de reação do processo.

| Controlador | $K_p$             | $K_i$           | $T_d$   |
|-------------|-------------------|-----------------|---------|
| P           | $\frac{t}{L}$     | 0               | 0       |
| PI          | $0,9 \frac{t}{L}$ | $\frac{0,3}{L}$ | 0       |
| PID         | $1,2 \frac{t}{L}$ | $\frac{0,5}{L}$ | $0,5 L$ |

### Método da Sensibilidade Limite

Com o controlador em malha fechada, configurado somente com a ação proporcional ajustada no seu valor mínimo, provocam-se pequenas mudanças em degrau no set-point juntamente com o aumento do ganho proporcional  $K_p$ , aumentando a sensibilidade do sistema até que a variável comece a apresentar oscilações de forma contínua, como mostra a Figura 2.19.

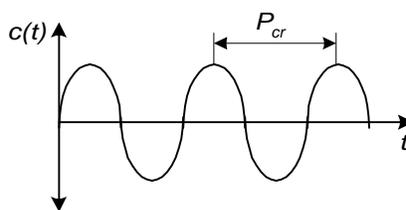


Figura 2.19 - Oscilação contínua com período crítico.

Anota-se então o valor do ganho e período, chamados respectivamente de *ganho crítico*  $K_{cr}$  ou *ganho limite* e *período crítico*  $P_{cr}$  ou *período limite*. Através das expressões fornecidas por Ziegler e Nichols na Tabela 2.2, obtém-se os valores dos parâmetros  $K_p$ ,  $K_i$  e  $T_d$ . Os valores de  $K_i$  também são expressos em repetições da ação proporcional por unidade de tempo e  $T_d$  em unidades de tempo.

Tabela 2.2 - Método de sintonia de Ziegler-Nichols baseado na sensibilidade limite.

| Controlador | $K_p$         | $K_i$                | $T_d$                |
|-------------|---------------|----------------------|----------------------|
| P           | $0,5 K_{cr}$  | 0                    | 0                    |
| PI          | $0,45 K_{cr}$ | $\frac{1,2}{P_{cr}}$ | 0                    |
| PID         | $0,6 K_{cr}$  | $\frac{2,0}{P_{cr}}$ | $0,125 \cdot P_{cr}$ |

Tanto os valores das tabelas sugeridos no método da curva de reação do processo quanto os valores da sensibilidade limite são obtidos empiricamente a partir de diversos processos industriais. Obviamente os valores da parametrização dos controladores precisarão de ajustes finais para obtenção do desempenho desejado, como na maioria dos métodos analíticos ou gráficos.

Uma resposta típica desejável, a um degrau unitário como na Figura 2.20, para sistemas de controle de segunda ordem, leva em conta alguns aspectos como o *tempo de subida*  $T_s$ , o tempo necessário para que a resposta alcance 90% do seu valor final, o valor de pico  $C_p$ , o tempo de pico necessário para alcançar esse valor  $T_p$  e o tempo de acomodação  $T_a$  necessário para que a saída se estabilize dentro de valores percentuais do valor final  $C_f$ . (PHILIPS e HARBOR, 1997).

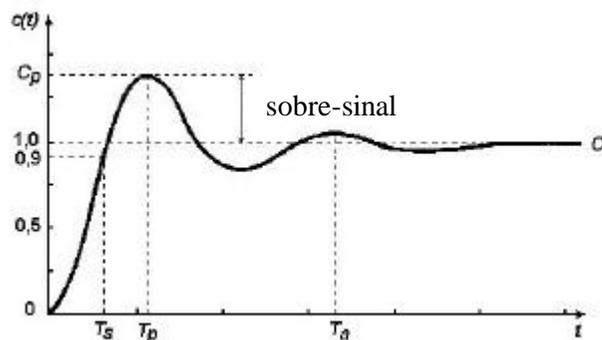


Figura 2.20 - Resposta típica a um degrau unitário.

Assim, um dos critérios de desempenho geralmente aceito adota uma taxa de amortecimento de 0,25 para a variável, ou seja, uma razão de decaimento de 1/4 do sobre-sinal (*overshoot*) do primeiro pico. Esse critério é aplicado especialmente onde o processo tolera um sobre-sinal sem afetar a qualidade do produto ou do equipamento, porém com o compromisso do tempo mínimo de acomodação. Na prática, dois ciclos já serão suficientes para se observar a estabilidade do sistema.

### 3. BANCADA DE TESTES

A bancada de testes para o desenvolvimento da parte experimental foi construída com recursos próprios e também da escola SENAI de Santos, utilizando-se instrumentação e equipamentos tipicamente aplicados em controle de processos industriais, permitindo o estudo térmico do trocador de calor e do controle de temperatura.

Com pequenas alterações, é possível também outros ensaios, como o estudo da perda de carga no trocador de calor, estudo comparativo da utilização de válvulas de controle convencionais e outras estratégias de controle como o controle em cascata.

#### 3.1. Substituição da Válvula de Controle por Inversor de Frequência.

No capítulo 2, foram citados alguns controles típicos de trocador de calor, evidenciando-se o controle da temperatura pela manipulação da vazão através de uma válvula de controle. A Figura 3.1 ilustra uma válvula de controle do tipo *Globo* com atuador pneumático e a queda de pressão provocada pela vazão  $Q$ .

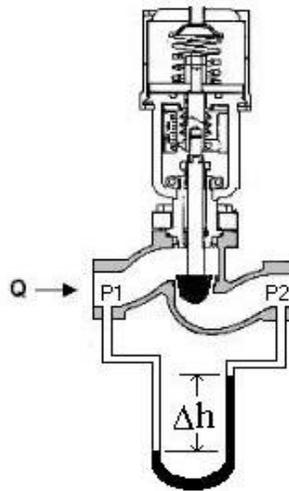


Figura 3.1 - Queda de pressão em uma válvula de controle.

A relação entre a vazão do fluido e a queda de pressão provocada pela aceleração do fluido ao passar pela válvula de controle é representada por:

$$Q = K_v \cdot A_o \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_v}{\tilde{n}}} \quad (3.1)$$

onde,  $Q$  é a vazão volumétrica,  $K_v$  é constante em função do tipo de obturador e número de Reynolds,  $A_o$  é área de passagem do fluido,  $\Delta p_v$  é diferença de pressão estática entre montante e jusante da válvula e  $r$  é a massa específica do fluido. A energia por unidade de tempo dissipada pela válvula de controle devido à queda de pressão é dada por:

$$P_v = Q \cdot \Delta p_v \quad (3.2)$$

SPITZER (1990) enfatiza os benefícios de novas tecnologias relacionadas aos variadores de velocidade na substituição de válvulas de controle como economia, devido à energia dissipada pela válvula pelo estrangulamento do fluxo, ao custo menor comparado às válvulas de controle, à maior velocidade de resposta e à eliminação de conversores de sinal. Assim, é possível implementar o controle de forma viável utilizando um inversor de frequência como mostra a Figura 3.2.

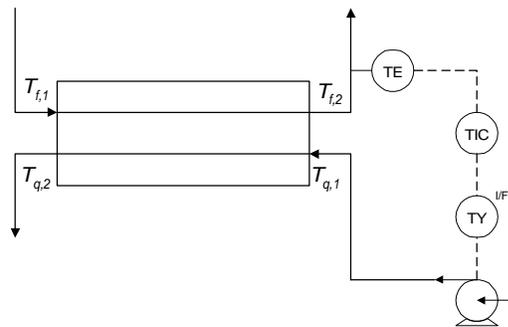


Figura 3.2 - Controle de temperatura de trocador de calor com inversor de frequência.

Os fatores positivos do inversor de frequência na substituição da válvula de controle motivaram o desenvolvimento da bancada de testes utilizando essa estratégia de controle. A temperatura na saída do trocador é medida por um sensor transmitindo um sinal eletrônico para o controlador que irá comparar com o set-point ajustado. O efeito corretivo produzido pelo controlador é um sinal analógico modulado em corrente, que irá servir como referência para o inversor, que por sua vez irá produzir um sinal elétrico trifásico modulado em tensão e frequência, variando a rotação da bomba de alimentação do sistema, manipulando assim a vazão. Uma outra vantagem dessa aplicação é a fácil parametrização do inversor de frequência, podendo ser ajustado para diversas condições de operação sem a necessidade de substituição do equipamento.

### 3.2. Descrição do Sistema.

O sistema mostrado na Figura 3.3, já mencionado, é composto de um trocador de calor do tipo casco e tubos, sistema de aquecimento, circuito de circulação de fluido quente e frio, instrumentação para medição e aquisição das temperaturas e vazões, controle de temperatura do aquecedor e do trocador de calor e um sistema supervisor para monitoração das variáveis.

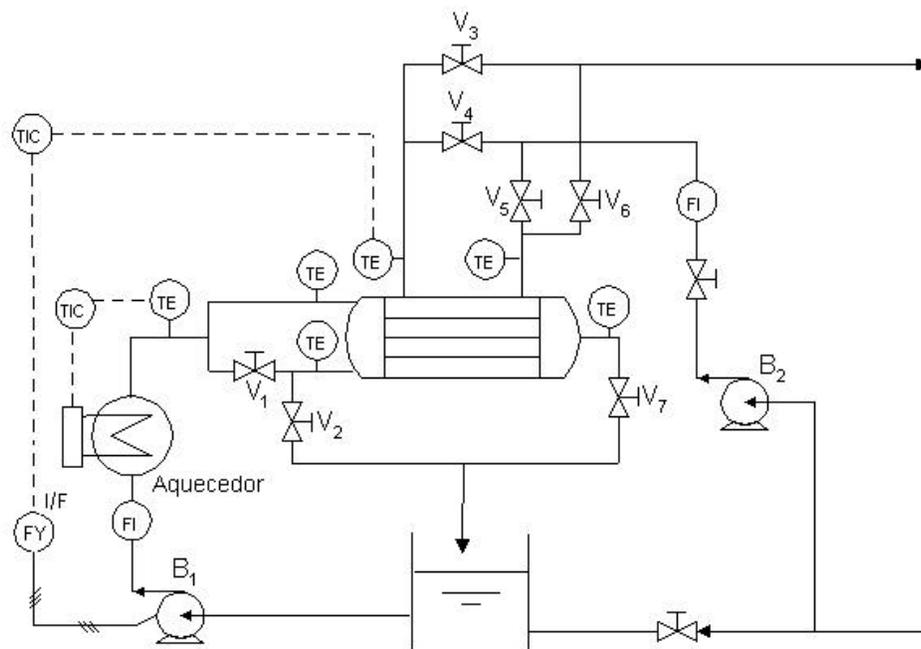


Figura 3.3 - Diagrama esquemático da bancada de testes.

Foi utilizada água como fluido de trabalho no lado do casco e dos tubos, sendo o aquecimento do fluido quente no lado dos tubos obtido através de uma resistência elétrica mantida sob controle por um controlador digital. A vazão nos tubos foi ajustada por intermédio de alteração de rotação da bomba, cuja regulagem foi feita com o uso de um inversor de frequência acoplado ao motor elétrico de 0,37 kW de acionamento da bomba centrífuga. No lado do casco, a vazão foi mantida constante por uma bomba também de 0,37 kW, com ajuste manual através de uma válvula reguladora de fluxo.

A seleção do tipo de escoamento, concorrente, contracorrente ou com um passe pelo casco e dois pelos tubos, foi possível através do acionamento das válvulas de bloqueio manuais como mostra a Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Seleção do tipo de escoamento.

| Escoamento         | Válvulas de Bloqueio  |   |
|--------------------|---|---|
|                    | Aberta  | Fechada   |
| Concorrente 1-1    | V <sub>1</sub> , V <sub>4</sub> , V <sub>6</sub> e V <sub>7</sub> | V <sub>2</sub> , V <sub>3</sub> e V <sub>5</sub>                  |
| Contracorrente 1-1 | V <sub>1</sub> , V <sub>3</sub> , V <sub>5</sub> e V <sub>7</sub> | V <sub>2</sub> , V <sub>4</sub> e V <sub>6</sub>                  |
| Misto 1-2          | V <sub>2</sub> , V <sub>4</sub> e V <sub>6</sub>                  | V <sub>1</sub> , V <sub>3</sub> , V <sub>5</sub> e V <sub>7</sub> |

Um sistema de segurança desliga a alimentação elétrica da bancada por pressão alta na linha de alimentação de água dos tubos através de um pressostato, evitando vazamentos e o rompimento das mangueiras se, por falha operacional, as válvulas de bloqueio estiverem fechadas e por temperatura alta da resistência de aquecimento, se houver falha no abastecimento de água ou falha no controle. Uma vazão mínima de água é garantida através da configuração do inversor de frequência, evitando danos à resistência elétrica.

A aquisição das temperaturas e vazões é feita por um controlador lógico programável comunicando-se com um sistema supervisor para a monitoração através de telas configuradas para os tipos de escoamentos utilizados. A Figura 3.4 mostra a instalação física da bancada de teste, com a localização dos principais elementos.

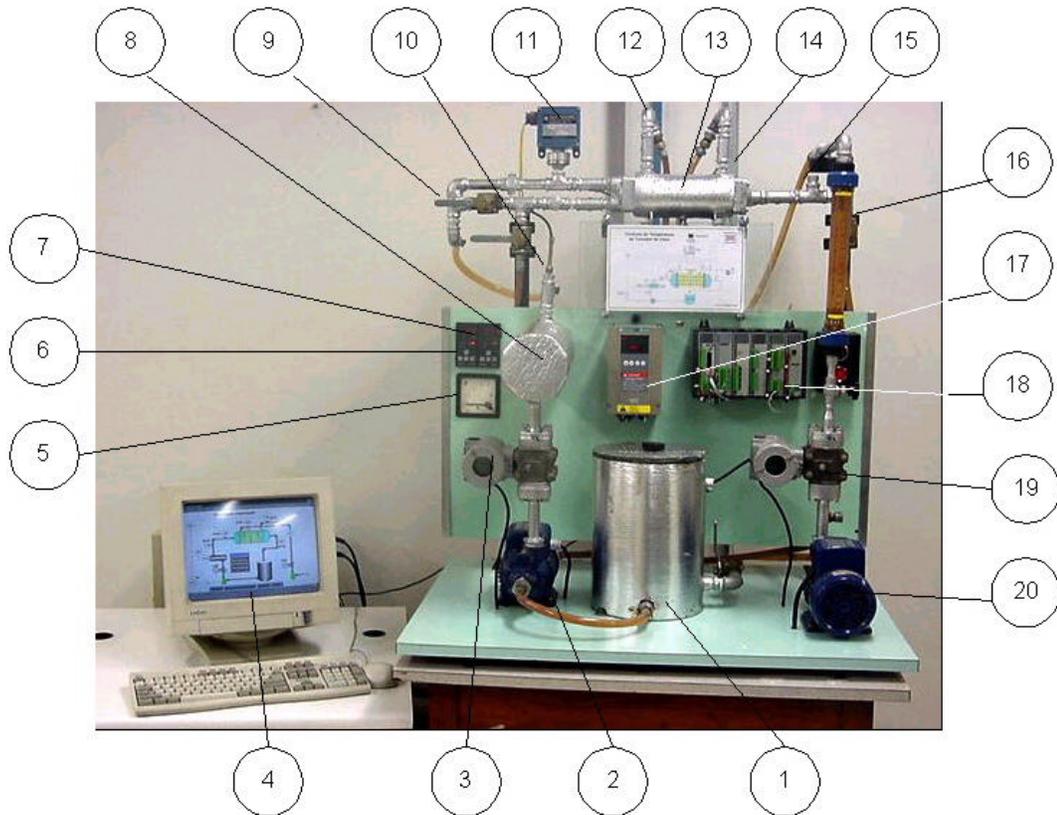


Figura 3.4 - Localização dos principais elementos do sistema.

- |   |   |
|---|---|
| 1- Reservatório                           | 11- Pressostato (segurança de pressão alta)     |
| 2- Bomba de circulação (lado dos tubos)   | 12- Sensor de temperatura (entrada/saída casco) |
| 3- Transmissor de vazão (lado dos tubos)  | 13- Trocador de calor                           |
| 4- Sistema supervisor                     | 14- Sensor de temperatura (saída/entrada casco) |
| 5- Amperímetro (aquecedor elétrico)       | 15- Sensor de temperatura (saída dos tubos)     |
| 6- Controlador de temperatura (aquecedor) | 16- Rotâmetro                                   |
| 7- Controlador de temperatura (trocador)  | 17- Inversor de frequência                      |
| 8- Aquecedor elétrico                     | 18- Controlador lógico programável              |
| 9- Válvulas de bloqueio e manobra         | 19- Transmissor de vazão (lado do casco)        |
| 10- Sensor de temperatura (aquecedor)     | 20- Bomba de circulação (lado do casco)         |

### 3.3. Instrumentação.

Os sensores de temperatura utilizados são termoresistências de platina com isolamento mineral do tipo *Pt-100* com 5mm de diâmetro da bainha e 100mm de haste sem poço de proteção e bloco de ligação.

A medição das vazões no casco e nos tubos é feita por transmissores de pressão diferencial utilizando orifício integral incorporado à câmara de medição. A escala de vazão dos transmissores foi configurada em 0 a 1000 litros/hora para o lado dos tubos e 0 a 500 litros/hora para o lado do casco com indicação local e saída analógica de 4 a 20 mA linear com a vazão. A exatidão típica da medição é de  $\pm 2\%$  da vazão máxima, desprezando-se as incertezas do processamento eletrônico. A vazão no lado do casco também possui indicação local através de um rotâmetro para água com comprimento de 360 mm e escala 60 a 500 litros por hora.

O controlador lógico programável faz a aquisição das temperaturas utilizando módulo de entrada para termoresistência e a aquisição das vazões através de módulo de entrada analógico 4 a 20 mA. Os módulos de entrada e saída digital 24 Vcc são utilizados para intertravamento e segurança e a comunicação do *CLP* com o sistema supervisor é feita por canal serial padrão RS-232.

Os controladores digitais de temperatura foram configurados para entrada de termoresistência com *range* 0 a 200 °C com exatidão de  $\pm 0,2\%$  da faixa de trabalho. As saídas foram configuradas em 4 a 20 mA para o controle de temperatura do trocador de calor acionando o inversor de frequência e em *PWM* para o controle do aquecedor acionando relé de estado sólido de 40A/250V. O controlador de temperatura do trocador de calor também se comunica com o sistema supervisor para aquisição da temperatura, permitindo o acesso às ações de controle, set-point e acionamento manual. O padrão de comunicação utilizado pelo controlador é serial RS-485, sendo então convertido para padrão RS-232.

O inversor de frequência utilizou entrada de referência 4 a 20 mA e foi configurado, por segurança, para variar a frequência de 6 à 50 Hz pelo sinal proveniente do controlador de temperatura. O sinal trifásico de 220V-60 Hz é produzido pelo inversor de frequência e alimenta a bomba centrífuga de 0,37 kW com pás radiais, produzindo uma variação de vazão de 25 a 988 litros por hora.

### 3.4. Sistema Supervisório.

Foi utilizado um software supervisório como interface para monitoração do sistema, principalmente do valor das vazões e temperaturas das diversas configurações de fluxo, facilitando o tratamento dos valores obtidos e o respectivo estudo. A Figura 3.5 ilustra o esquema de ligações das variáveis do processo com o *CLP* e a comunicação do *CLP* e do controlador de temperatura com o computador. Foram utilizadas as portas seriais 1 e 2 com padrão de comunicação RS-232 e velocidade configurada em 9600 bps.

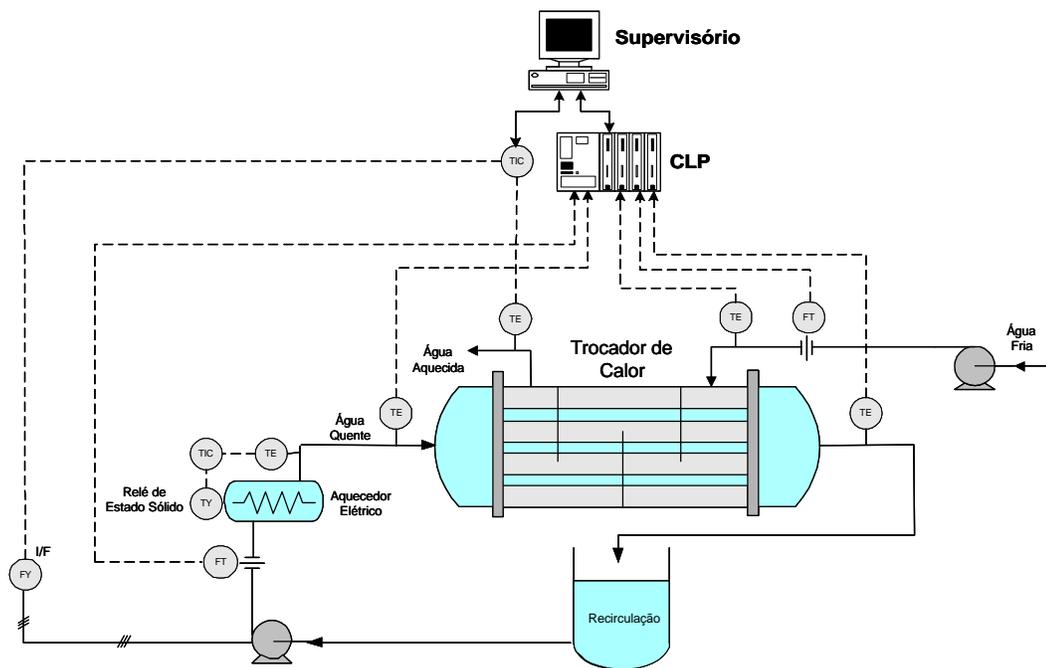


Figura 3.5 - Aquisição das variáveis de processo.

A tela principal apresentada na Figura 3.6 mostra os elementos básicos do processo com o fluxo do casco e dos tubos, e apresenta os *links* para as telas com os escoamentos possíveis e também para saída do sistema.

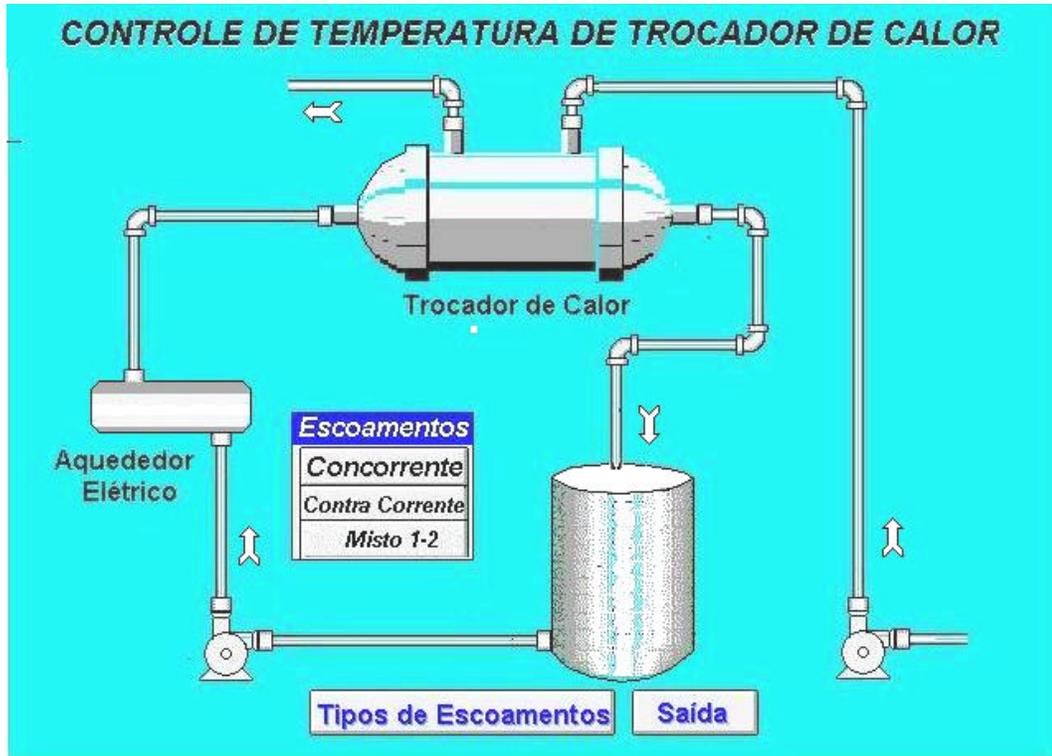


Figura 3.6 - Tela principal do sistema supervisório.

As Figuras 3.7, 3.8 e 3.9 mostram as telas com o fluxograma do processo e instrumentação para o escoamento concorrente, para o escoamento contracorrente e para o escoamento com um passe pelo casco e dois passes pelos tubos, respectivamente. Nessas telas é possível monitorar o valor das temperaturas e vazões, assim como ter acesso à tela principal, a outros tipos de escoamento, a telas gráficas e à saída do sistema.

As telas com os tipos de escoamentos com as indicações das temperaturas e vazões facilitam o estudo do balanço de energias do sistema para cada tipo de escoamento e para diversas vazões no lado do casco e no lado dos tubos, possibilitando o cálculo do coeficiente global de transferência de calor do trocador de calor.

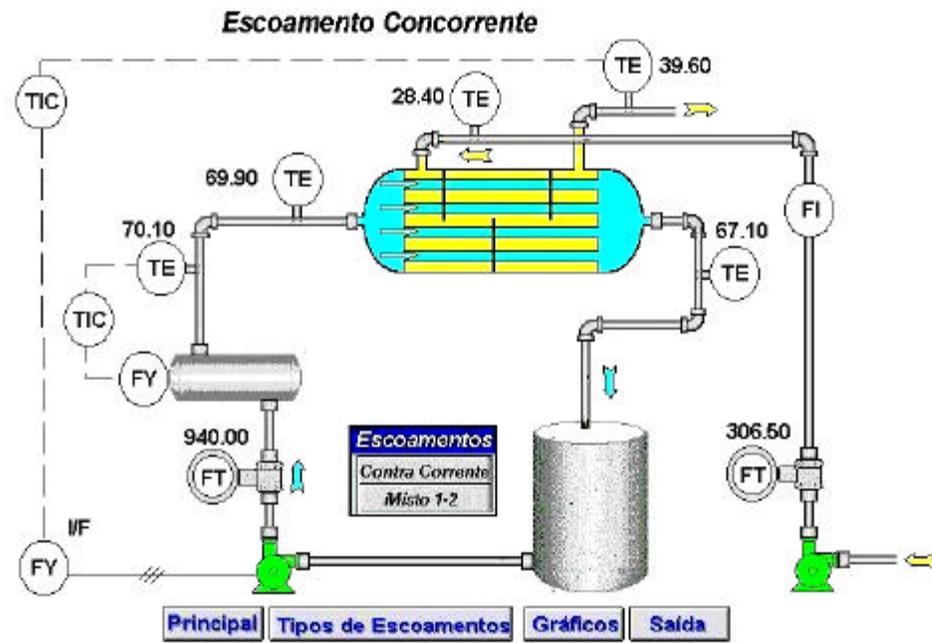


Figura 3.7 - Tela do escoamento concorrente.

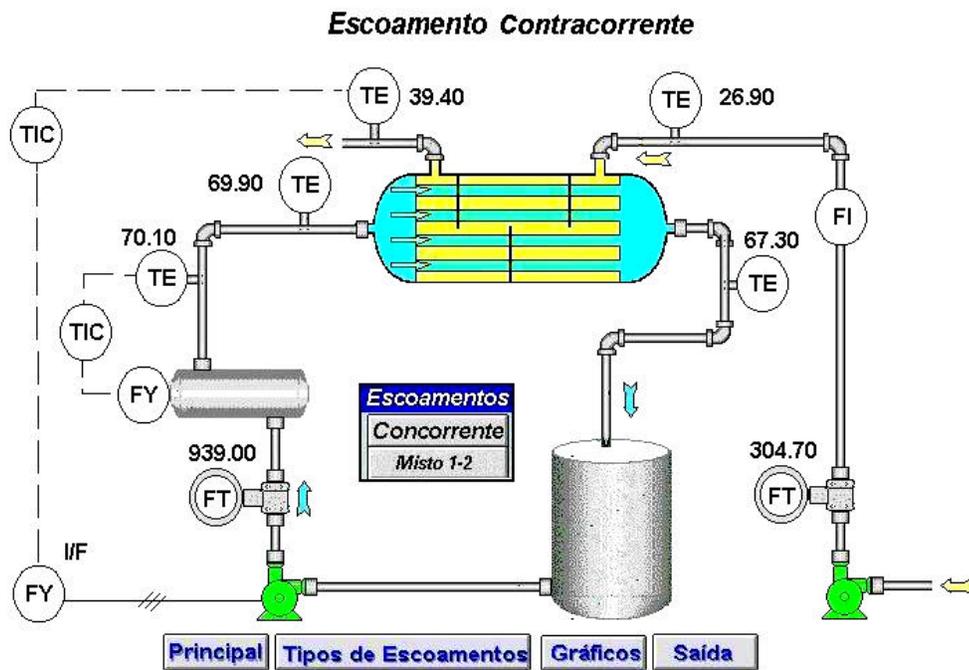


Figura 3.8 - Tela do escoamento contracorrente.

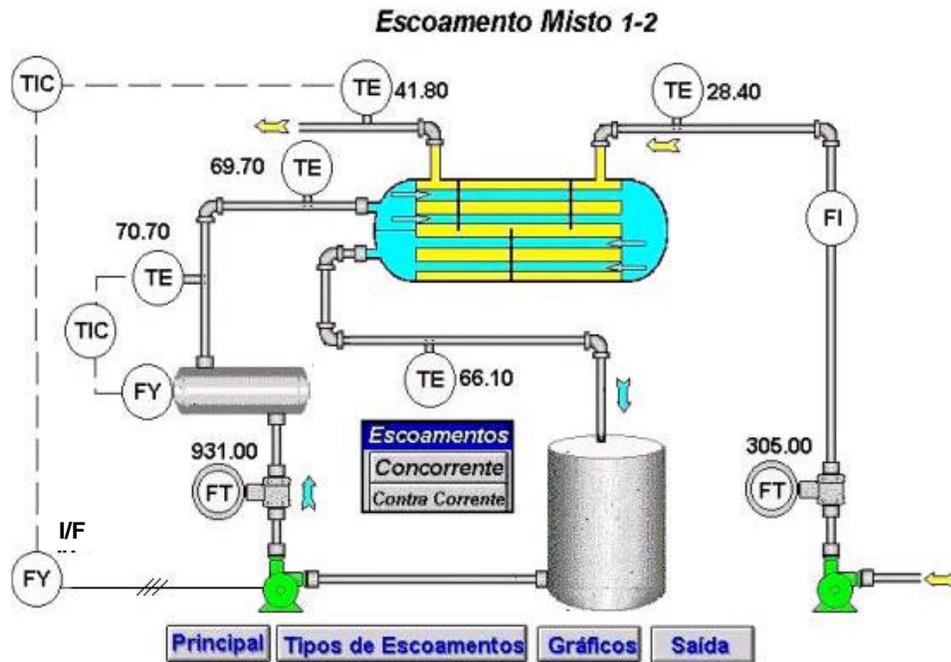


Figura 3.9 - Tela do escoamento misto com um passe pelo casco e dois passes pelos tubos.

Acessando-se a opção “Gráficos” tem-se as variáveis do processo apresentadas na forma de registro, permitindo a visualização da tendência simultânea de todas as variáveis envolvidas no processo ou tipo de escoamento, como mostra a Figura 3.10 para o escoamento contracorrente em regime permanente. A escala da vazão nesse caso está configurada para 0 a 1000 litros por hora, enquanto que a escala de temperatura está configurada para 0 a 100°C. A velocidade do registro gráfico está configurada para 2 divisões por minuto.

A Figura 3.11 mostra a mesma tela, porém com a escala de temperatura alterada para 25 a 75 °C, melhorando a visualização dos valores das variáveis. Pode-se observar o efeito das variáveis após um aumento da vazão em 100 litros por hora no lado do casco.

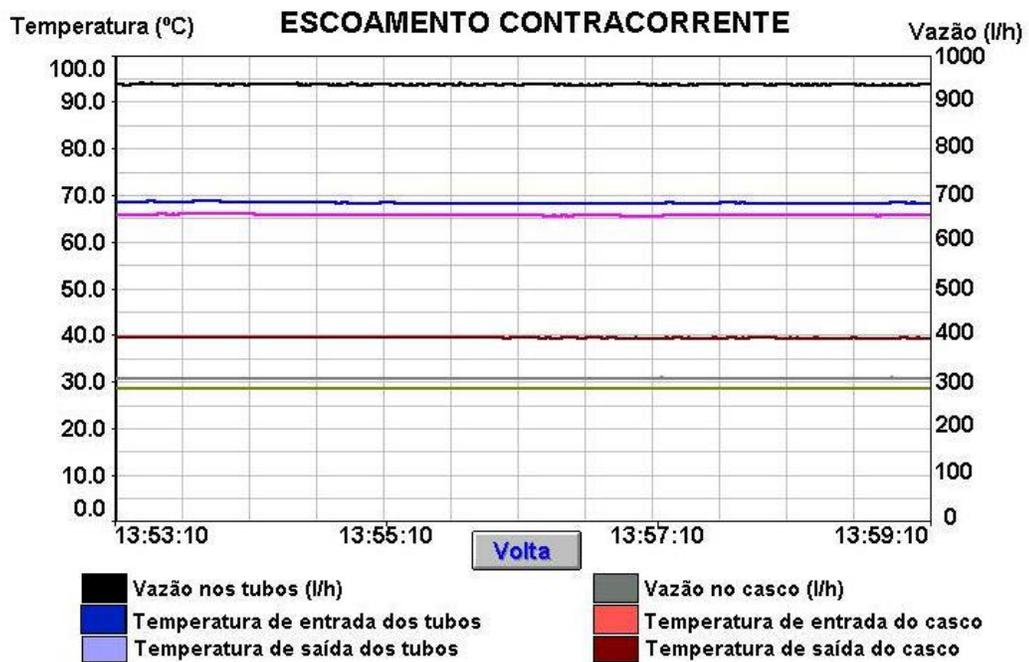


Figura 3.10 - Registro gráfico das temperaturas e vazões do escoamento contracorrente em regime permanente.

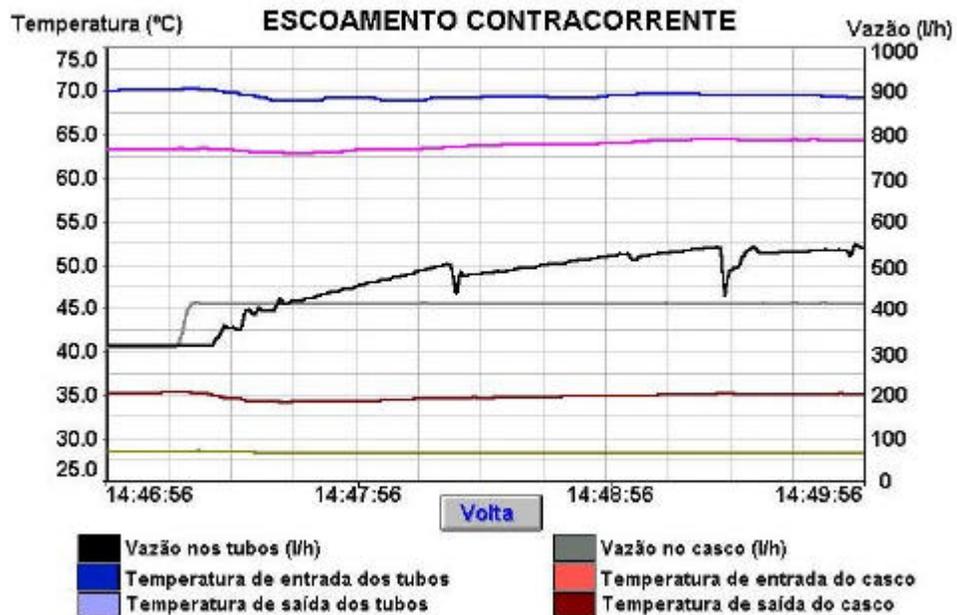


Figura 3.11 - Registro do comportamento das temperaturas após uma mudança da vazão no lado do casco.

## 4. SIMULAÇÕES E TESTES

Neste capítulo são apresentadas as simulações e testes do sistema, visando a obtenção de dados para comprovação teórica, modelamento do sistema e análise de resultados do trocador de calor e sistema de controle.

Foram feitas diversas medições de temperatura nas entradas e saídas do trocador de calor, com o objetivo de obter o calor trocado e o coeficiente global de transferência de calor para o escoamento concorrente e contracorrente com um passe pelo casco e um passe pelos tubos.

Quanto ao sistema de controle, foram obtidas as características do processo em malha aberta considerando, para efeito de comparação, os escoamentos contracorrente 1-1 e misto 1-2. Em malha fechada, foi utilizado como teste o método de sintonia de Ziegler-Nichols (OGATA, 1998), observando-se em ambos os casos o registro das variáveis envolvidas em telas gráficas do sistema supervisor.

### 4.1. Trocador de Calor.

Os testes a seguir foram feitos com o fluido quente circulando pelos tubos com quatro vazões de referência e o fluido frio pela carcaça com duas vazões de referência, mantendo-se a temperatura de entrada do fluido quente em 70 °C e a temperatura de entrada do fluido frio à temperatura ambiente de 26°C.

Devido à dificuldade de exatidão no ajuste das vazões, são apresentados os valores pretendidos e os valores práticos reais, sendo estes efetivamente utilizados no desenvolvimento dos cálculos, tendo como referência a vazão 700 l/h nos tubos e 400 l/h no casco.

Os valores mostrados nas tabelas e nos gráficos foram obtidos por planilha eletrônica de cálculo, seguindo, no modelo mostrado para cada caso, com as respectivas equações.

**4.1.1. Escoamento concorrente.**

As medições a seguir basearam-se no escoamento concorrente com os fluxos de trabalho quente e frio representados na Figura 4.1.

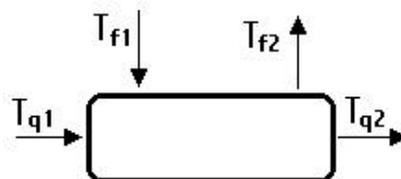


Figura 4.1 – Escoamento concorrente.

Tabela 4.1 - Média logarítmica da diferença de temperaturas com a vazão no casco mantida a 300 l/h para escoamento concorrente.

| Vazão pretendida no lado do casco, $Q_f = 300$ l/h<br>Valor Real = 302 l/h |               |                   |          |        |               |          |        |  |            |       |
|--|---------------|-------------------|----------|--------|---------------|----------|--------|--|------------|-------|
| Vazões nos tubos $Q_q$ (l/h)   |               | Temperaturas (°C) |          |        |               |          |        | Média Logarítmica da Dif. de Temperaturas (°C) |            |       |
| Valores Pretendidos  | Valores Reais | Lado dos Tubos    |          |        | Lado do Casco |          |        | $DT_{max}$                                     | $DT_{min}$ | MLDT  |
|  |               | $T_{q1}$          | $T_{q2}$ | $DT_q$ | $T_{f1}$      | $T_{f2}$ | $DT_f$ |  |            |       |
| 200  | 197           | 70,2              | 63,6     | 6,6    | 26            | 33,3     | 7,3    | 44,2   | 30,3       | 36,81 |
| 450  | 447           | 70,3              | 65,2     | 5,1    | 26            | 35,2     | 9,2    | 44,3   | 30         | 36,69 |
| 700  | 700           | 70,1              | 66,4     | 3,7    | 26            | 37,1     | 11,1   | 44,1   | 29,3       | 36,2  |
| 950  | 950           | 70,3              | 67,5     | 2,8    | 26            | 38,7     | 12,7   | 44,3   | 28,8       | 36    |
| Média MLDT = 36,43 °C  |               |                   |          |        |               |          |        |  |            |       |

Tabela 4.2 - Média logarítmica da diferença de temperaturas com a vazão no casco mantida a 400 l/h para escoamento concorrente.

| Vazão pretendida no lado do casco, $Q_f = 400$ l/h<br>Valor Real = 402 l/h |               |                   |          |        |               |          |        |  |            |       |
|--|---------------|-------------------|----------|--------|---------------|----------|--------|--|------------|-------|
| Vazões nos tubos $Q_q$ (l/h)   |               | Temperaturas (°C) |          |        |               |          |        | Média Logarítmica da Dif. de Temperaturas (°C) |            |       |
| Valores Pretendidos  | Valores Reais | Lado dos Tubos    |          |        | Lado do Casco |          |        | $DT_{max}$                                     | $DT_{min}$ | MLDT  |
|  |               | $T_{q1}$          | $T_{q2}$ | $DT_q$ | $T_{f1}$      | $T_{f2}$ | $DT_f$ |  |            |       |
| 200  | 198           | 70,2              | 63,4     | 6,8    | 26            | 31,7     | 5,7    | 44,2   | 31,7       | 37,6  |
| 450  | 442           | 70,2              | 64,9     | 5,3    | 26            | 33,6     | 7,6    | 44,2   | 31,3       | 37,38 |
| 700  | 700           | 70,1              | 66       | 4,1    | 26            | 35,1     | 9,1    | 44,1   | 30,9       | 37,11 |
| 950  | 950           | 69,9              | 66,7     | 3,2    | 26            | 36,4     | 10,4   | 43,9   | 30,3       | 36,68 |
| Média MLDT = 37,19 °C  |               |                   |          |        |               |          |        |  |            |       |

As Tabelas 4.1 e 4.2 mostram a variação das temperaturas no casco e nos tubos em função das vazões. A média logarítmica da diferença de temperaturas para cada caso foi calculada utilizando-se a Eq. (2.4) apresentada no capítulo 2 para o escoamento concorrente. Com os valores da Tabela 4.2, calculou-se a *MLDT* para o caso particular com a vazão nos tubos de 700 l/h, e no casco de 400 l/h, assim,

$$MLDT = \frac{\dot{A}T_{max} - \dot{A}T_{min}}{\ln\left(\frac{\dot{A}T_{max}}{\dot{A}T_{min}}\right)}$$

$$MLDT = \frac{(T_{q1} - T_{f1}) - (T_{q2} - T_{f2})}{\ln\left(\frac{T_{q1} - T_{f1}}{T_{q2} - T_{f2}}\right)}$$

$$MLDT = \frac{(70,1 - 26) - (66 - 35,1)}{\ln\left(\frac{70,1 - 26}{66 - 35,1}\right)} = 37,11^\circ\text{C}$$

Tabela 4.3 - Fluxo de calor e coeficiente global de transferência de calor com a vazão no casco mantida a 300 l/h para escoamento concorrente.

| Fluxo de Calor  |                    |                      |                   |                 | Coeficiente Global de Transferência de Calor |                             |
|---|--------------------|----------------------|-------------------|-----------------|--|-----------------------------|
| $Q_q$ (l/h)   | $\dot{m}_q$ (kg/s) | $\bar{c}_p$ (J/kg.K) | $\dot{A}T_q$ (°C) | $\dot{q}_q$ (W) | <i>MLDT</i>                                  | $U_q$ (W/m <sup>2</sup> .K) |
| 197   | 0,05356            | 4189,6               | 6,6               | 1481            | 36,81  | 405,2                       |
| 447   | 0,12155            | 4189,6               | 5,1               | 2597,2          | 36,69  | 712,9                       |
| 700   | 0,19034            | 4189,6               | 3,7               | 2950,6          | 36,2   | 820,9                       |
| 950   | 0,25832            | 4189,6               | 2,8               | 3030,3          | 36   | 847,8                       |
| Obs.: $Q_f = 300$ l/h, $\bar{n}_q = 978,9$ kg/m <sup>3</sup> e $A_i = 0,09929$ m <sup>2</sup> |                    |                      |                   |                 | $\bar{U}_q = 696,7$ W/m <sup>2</sup> .K      |                             |

Tabela 4.4 - Fluxo de calor e coeficiente global de transferência de calor com a vazão no casco mantida a 400 l/h para escoamento concorrente.

| Fluxo de Calor  |                    |                      |                   |                 | Coeficiente Global de Transferência de Calor |                             |
|---|--------------------|----------------------|-------------------|-----------------|--|-----------------------------|
| $Q_q$ (l/h)   | $\dot{m}_q$ (kg/s) | $\bar{c}_p$ (J/kg.K) | $\Delta T_q$ (°C) | $\dot{q}_q$ (W) | $MLDT$                                       | $U_q$ (W/m <sup>2</sup> .K) |
| 198   | 0,05384            | 4189,6               | 6,8               | 1533,9          | 37,6   | 410,9                       |
| 442   | 0,1202             | 4189,6               | 5,3               | 2669            | 37,38  | 719,1                       |
| 700   | 0,19034            | 4189,6               | 4,1               | 3269,5          | 37,11  | 887,3                       |
| 950   | 0,25832            | 4189,6               | 3,2               | 3463,2          | 36,57  | 953,8                       |
| Obs.: $Q_f = 400$ l/h, $\bar{n}_q = 978,9$ kg/m <sup>3</sup> e $A_t = 0,09929$ m <sup>2</sup> |                    |                      |                   |                 | $\bar{U}_q = 742,8$ W/m <sup>2</sup> .K      |                             |

As Tabelas 4.3 e 4.4 mostram a variação do fluxo de calor e do coeficiente global de transferência de calor com as vazões. O fluxo de calor foi calculado baseado no fluido quente utilizando-se a Eq. (4.1) e com os valores da Tabela 4.4 calculou-se o fluxo de calor para o caso particular com a vazão nos tubos de 700 l/h e no casco de 400 l/h. O calor específico médio  $\bar{c}_p$  e a massa específica média  $\bar{n}_q$  da água foram considerados a partir da temperatura média dos fluidos nos tubos, assim,

$$\dot{q}_q = \dot{m}_q \cdot \bar{c}_p \cdot \Delta T_q \quad (4.1)$$

$$e \quad \dot{q}_q = 0,19034 \cdot 4189,6 \cdot 4,1 = 3269,5 \text{ W}$$

O coeficiente global de transferência de calor, ainda para o caso particular, foi calculado também a partir dos dados da Tabela 4.4, com base no fluido quente, na área de troca do trocador de calor calculado no capítulo 5 e utilizando-se a equação 4.2, assim,

$$U_q = \frac{\dot{q}_q}{A_t \cdot MLDT} \quad (4.2)$$

$$U_q = \frac{3269,5}{0,09929 \cdot 37,11} = 887,3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

**4.1.2. Escoamento contracorrente.**

Os fluxos de trabalho para o escoamento contracorrente da Figura 4.2 produziram as medições dos valores das tabelas a seguir.

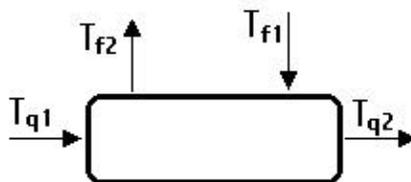


Figura 4.2 - Escoamento contracorrente.

Tabela 4.5 - Média logarítmica da diferença de temperaturas com a vazão no casco mantida a 300 l/h para escoamento contracorrente.

| Vazão pretendida no lado do casco, $Q_f = 300$ l/h<br>Valor Real = 302 l/h |               |                   |          |        |               |          |        |  |            |        |
|--|---------------|-------------------|----------|--------|---------------|----------|--------|--|------------|--------|
| Vazões nos tubos $Q_q$ (l/h)   |               | Temperaturas (°C) |          |        |               |          |        | Média Logarítmica da Dif. de Temperaturas (°C) |            |        |
| Valores Pretendidos  | Valores Reais | Lado dos Tubos    |          |        | Lado do Casco |          |        | $DT_{max}$                                     | $DT_{min}$ | $MLDT$ |
|  |               | $T_{q1}$          | $T_{q2}$ | $DT_q$ | $T_{f1}$      | $T_{f2}$ | $DT_f$ |  |            |        |
| 200  | 205           | 70                | 62,5     | 7,5    | 25,9          | 33,5     | 7,6    | 36,5   | 36,6       | 36,55  |
| 450  | 452           | 70,1              | 64,7     | 5,4    | 25,9          | 36,3     | 10,4   | 33,8   | 38,8       | 36,24  |
| 700  | 707           | 70,2              | 66,2     | 4      | 25,9          | 37,9     | 12     | 32,3   | 40,3       | 36,15  |
| 950  | 949           | 70,3              | 67,3     | 3      | 25,9          | 39,4     | 13,5   | 30,9   | 41,4       | 35,89  |
| Média $MLDT = 36,21$ °C  |               |                   |          |        |               |          |        |  |            |        |

Tabela 4.6 - Média logarítmica da diferença de temperaturas com a vazão no casco mantida a 400 l/h para escoamento contracorrente

| Vazão pretendida no lado do casco, $Q_f = 400$ l/h<br>Valor Real = 402 l/h |               |                   |          |        |               |          |        |  |            |        |
|--|---------------|-------------------|----------|--------|---------------|----------|--------|--|------------|--------|
| Vazões nos tubos $Q_q$ (l/h)   |               | Temperaturas (°C) |          |        |               |          |        | Média Logarítmica da Dif. de Temperaturas (°C) |            |        |
| Valores Pretendidos  | Valores Reais | Lado dos Tubos    |          |        | Lado do Casco |          |        | $DT_{max}$                                     | $DT_{min}$ | $MLDT$ |
|  |               | $T_{q1}$          | $T_{q2}$ | $DT_q$ | $T_{f1}$      | $T_{f2}$ | $DT_f$ |  |            |        |
| 200  | 205           | 70,2              | 62,3     | 7,9    | 25,9          | 31,9     | 6      | 38,3   | 36,4       | 37,34  |
| 450  | 451           | 70,2              | 64,1     | 6,1    | 25,9          | 33,9     | 8      | 36,3   | 38,2       | 37,24  |
| 700  | 707           | 70                | 65,8     | 4,2    | 25,9          | 35,6     | 9,7    | 34,4   | 39,9       | 37,08  |
| 950  | 947           | 69,9              | 66,5     | 3,4    | 25,9          | 36,9     | 11     | 33   | 40,6       | 36,67  |
| Média $MLDT = 37,08$ °C  |               |                   |          |        |               |          |        |  |            |        |

Seguindo os mesmos procedimentos do item 4.1.1, foram calculados os valores da média logarítmica para o escoamento contracorrente com base nas medições das Tabelas 4.5 e 4.6. Assim, também para o caso particular da vazão nos tubos de 700 l/h e no casco de 400 l/h, a média logarítmica da diferença das temperaturas foi obtida por:

$$MLDT = \frac{(T_{q1} - T_{f2}) - (T_{q2} - T_{f1})}{\ln\left(\frac{T_{q1} - T_{f2}}{T_{q2} - T_{f1}}\right)} = \frac{(70 - 35,6) - (65,8 - 25,9)}{\ln\left(\frac{70 - 35,6}{65,8 - 25,9}\right)} = 37,08^\circ \text{C}$$

Tabela 4.7 - Fluxo de calor e coeficiente global de transferência de calor com a vazão no casco mantida a 300 l/h para escoamento contracorrente.

| Fluxo de Calor  |                    |                      |                    |                 | Coeficiente Global de Transferência de Calor |                             |
|---|--------------------|----------------------|--------------------|-----------------|--|-----------------------------|
| $Q_q$ (l/h)   | $\dot{m}_q$ (kg/s) | $\bar{c}_p$ (J/kg.K) | $\ddot{A}T_q$ (°C) | $\dot{q}_q$ (W) | $MLDT$                                       | $U_q$ (W/m <sup>2</sup> .K) |
| 205   | 0,05574            | 4189,6               | 7,5                | 1751,5          | 36,55  | 482,6                       |
| 452   | 0,1229             | 4189,6               | 5,4                | 2780,5          | 36,24  | 772,7                       |
| 707   | 0,19224            | 4189,6               | 4                  | 3221,6          | 36,15  | 897,5                       |
| 949   | 0,25805            | 4189,6               | 3                  | 3243,4          | 35,89  | 910,2                       |
| Obs.: $Q_f = 300$ l/h, $\bar{n}_q = 978,9$ kg/m <sup>3</sup> e $A_r = 0,09929$ m <sup>2</sup> |                    |                      |                    |                 | $\bar{U}_q = 765,8$ W/m <sup>2</sup> .K)     |                             |

Tabela 4.8 - Fluxo de calor e coeficiente global de transferência de calor com a vazão no casco mantida a 400 l/h para escoamento concorrente.

| Fluxo de Calor  |                    |                      |                    |                 | Coeficiente Global de Transferência de Calor |                             |
|---|--------------------|----------------------|--------------------|-----------------|--|-----------------------------|
| $Q_q$ (l/h)   | $\dot{m}_q$ (kg/s) | $\bar{c}_p$ (J/kg.K) | $\ddot{A}T_q$ (°C) | $\dot{q}_q$ (W) | $MLDT$                                       | $U_q$ (W/m <sup>2</sup> .K) |
| 205   | 0,05574            | 4189,6               | 7,9                | 1844,9          | 37,34  | 497,6                       |
| 451   | 0,12263            | 4189,6               | 6,1                | 3134            | 37,24  | 847,6                       |
| 707   | 0,19224            | 4189,6               | 4,2                | 3382,7          | 37,08  | 918,8                       |
| 947   | 0,2575             | 4189,6               | 3,4                | 3668            | 36,67  | 1007,4                      |
| Obs.: $Q_f = 400$ l/h, $\bar{n}_q = 978,9$ kg/m <sup>3</sup> e $A_r = 0,09929$ m <sup>2</sup> |                    |                      |                    |                 | $\bar{U}_q = 817,9$ W/m <sup>2</sup> .K)     |                             |

Também, analogamente ao item 4.1.1 com os valores da Tabela 4.8, calculou-se o fluxo de calor para o caso particular com a vazão nos tubos de 700 l/h e no casco de 400 l/h. Da mesma forma,

$$\dot{q}_q = \dot{m}_q \cdot \bar{c}_p \cdot \Delta T_q$$

$$\text{então,} \quad \dot{q}_q = 0,19224 \cdot 4189,6 \cdot 4,2 = 3382,7 \text{ W}$$

O coeficiente global de transferência de calor, também para o caso particular foi calculado a partir dos dados da Tabela 4.8, com base no fluido quente e utilizando-se a Eq. (4.2), assim,

$$U_q = \frac{\dot{q}_q}{A_t \cdot MLTD}$$

$$U_q = \frac{3382,7}{0,09928 \cdot 37,08}$$

$$U_q = 918,8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

**4.1.3. Curvas comparativas.**

Os gráficos apresentados nas figuras 4.3 a 4.10 a seguir foram gerados por planilha eletrônica a partir dos dados tabulados nas tabelas dos itens 4.1.1 e 4.1.2. e mostram as variações das temperaturas, fluxo de calor e coeficiente global de transferência de calor em função das vazões de entrada nos tubos e no casco para os escoamentos concorrente e contracorrente.

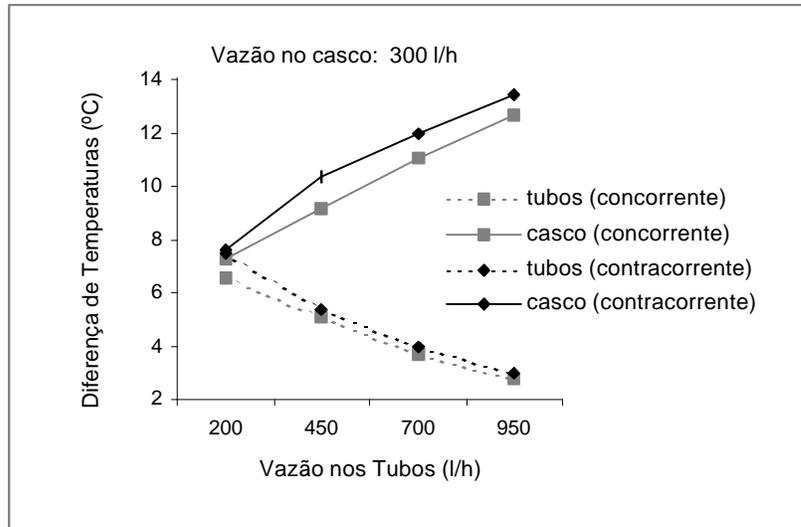


Figura 4.3 - Diferença de temperaturas na entrada e saída dos tubos e casco em função da vazão nos tubos com vazão no casco de 300 l/h.

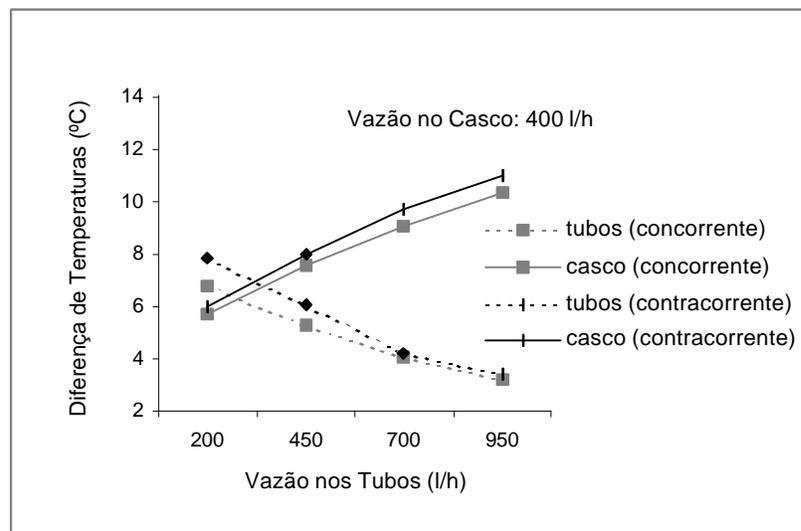


Figura 4.4 - Diferença de temperaturas na entrada e saída dos tubos e casco em função da vazão nos tubos com vazão no casco de 400 l/h.

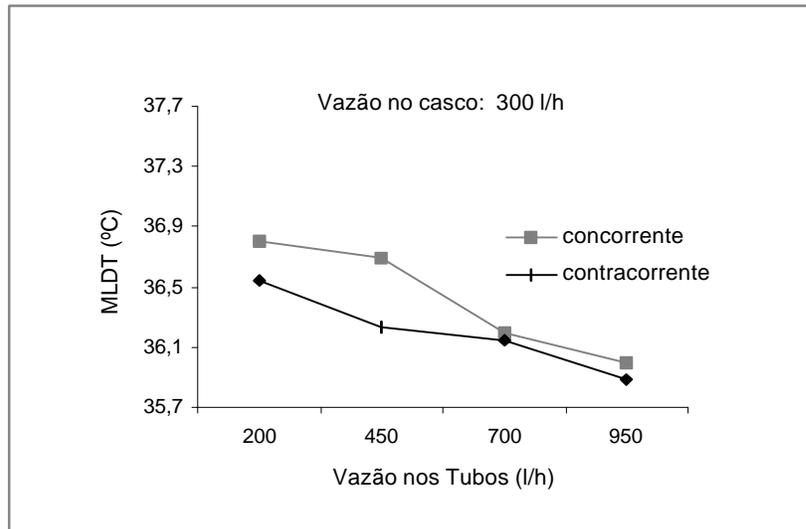


Figura 4.5 - Média logarítmica da diferença das temperaturas em função da vazão nos tubos com vazão no casco de 300 l/h.

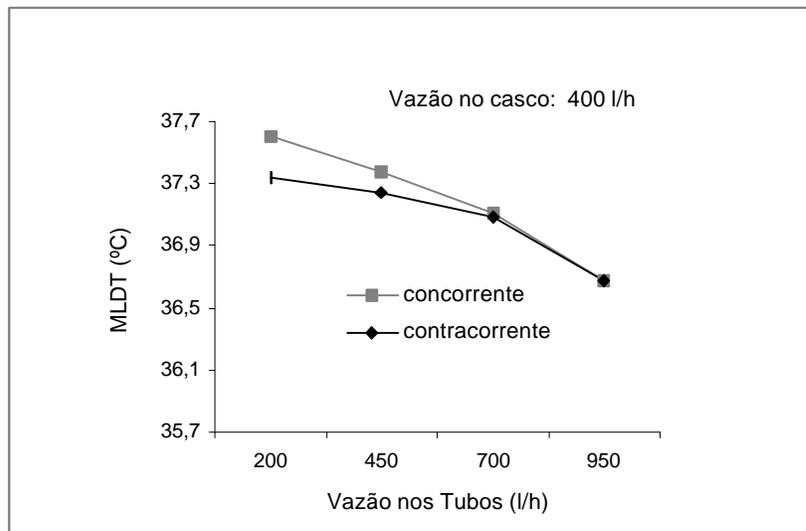


Figura 4.6 - Média logarítmica da diferença das temperaturas em função da vazão nos tubos com vazão no casco de 400 l/h.

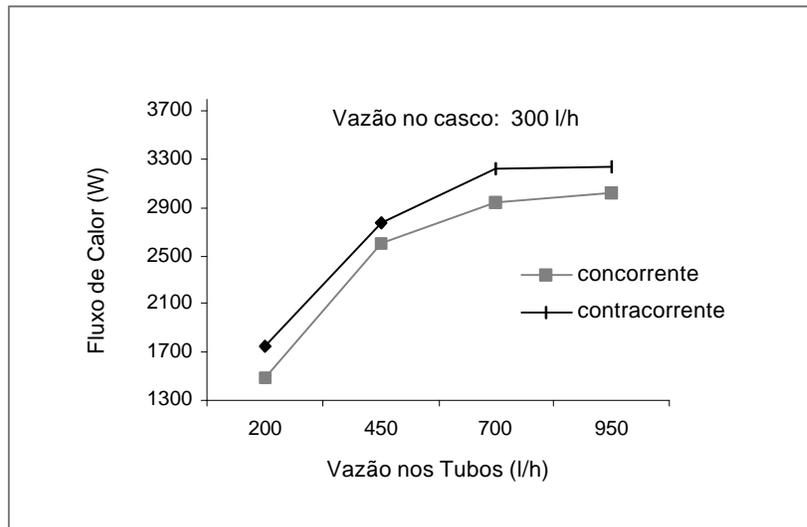


Figura 4.7 - Fluxo de calor em função da vazão nos tubos com vazão no casco de 300 l/h.

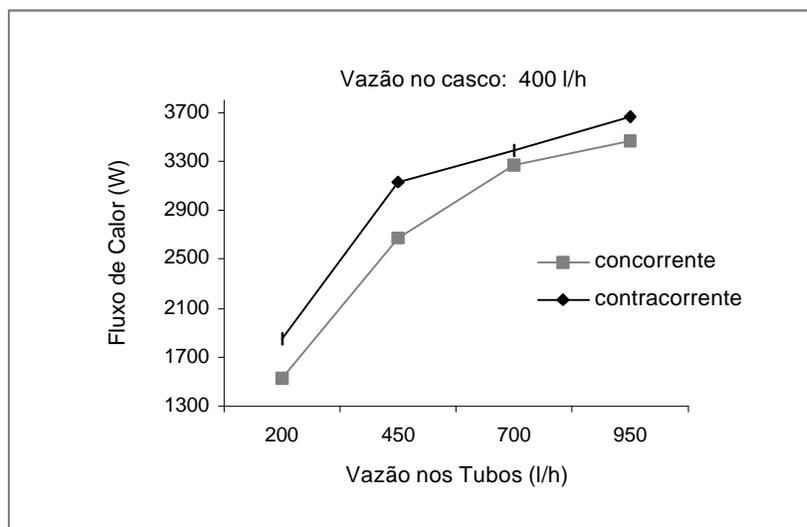


Figura 4.8 - Fluxo de calor em função da vazão nos tubos com vazão no casco de 400 l/h.

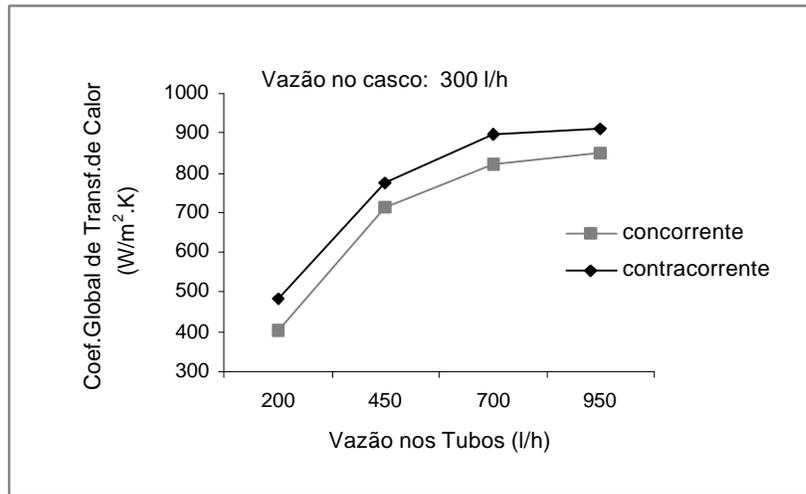


Figura 4.9 - Coeficiente global de transferência de calor em função da vazão nos tubos com vazão no casco de 300 l/h.

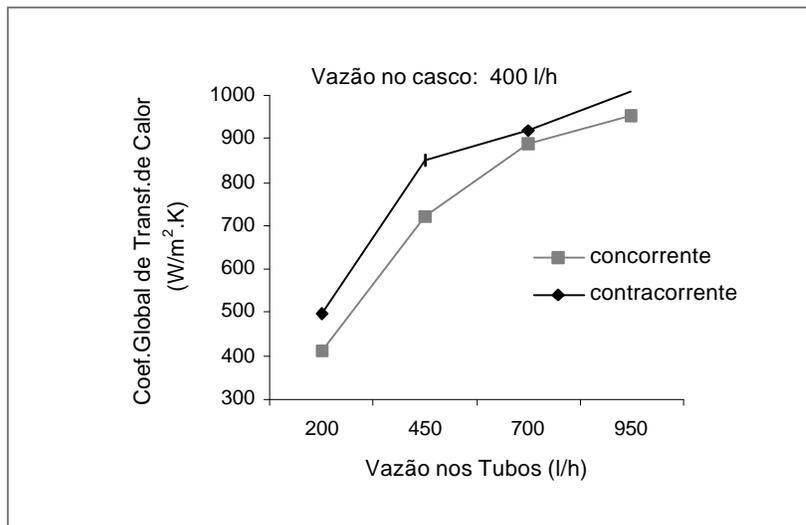


Figura 4.10 - Coeficiente global de transferência de calor em função da vazão nos tubos com vazão no casco de 400 l/h.

## 4.2. Sistema de Controle.

Foram obtidas as características do processo em malha aberta considerando, para efeito de comparação, os escoamentos contracorrente 1-1 e misto 1-2. Em malha fechada, foi utilizado, como teste, o método de sintonia da *sensibilidade limite* de Ziegler-Nichols apresentado no capítulo 2, observando-se em ambos os casos o registro das variáveis envolvidas em telas gráficas do sistema supervisorio.

### 4.2.1. Características do processo.

A simulação para identificação do processo controlado é mostrada no diagrama de blocos da Figura 4.11, na qual a manipulação da vazão de entrada dos tubos é feita pelo inversor de frequência. A resposta obtida da temperatura de saída do casco do trocador representa a variável controlada do sistema em malha fechada.



Figura 4.11 - Esquema de simulação para identificação das características do trocador de calor.

Os valores do ganho estático do processo trocador de calor  $K_t$ , constante de tempo  $t_p$  do conjunto inversor-bomba-trocador, e tempo morto  $q_p$  foram assim obtidos como mostram os registros gráficos para cada caso. A Figura 4.12 mostra a resolução do gráfico ajustado em 15 segundos por divisão, obtendo-se assim a constante de tempo do trocador de calor de 35 segundos. Através da relação entre a faixa de vazão de entrada dos tubos e a variação de temperatura na saída do casco obteve-se o ganho estático do trocador de calor como mostra a expressão:

$$K_{t1-1} = \frac{(39-33,2) \text{ } ^\circ\text{C}}{(940-160) \text{ } \frac{1}{\text{h}}} = \frac{5,8 \text{ } ^\circ\text{C}}{780 \text{ } \frac{1}{\text{h}}} = 7,436 \cdot 10^{-3} \text{ } \frac{^\circ\text{C}}{\frac{1}{\text{h}}}$$

O tempo morto  $q_t$  do trocador de calor é obtido da mesma forma, considerando-se neste caso a resolução do registro gráfico de 1 segundo por divisão, como mostra a Figura 4.13.

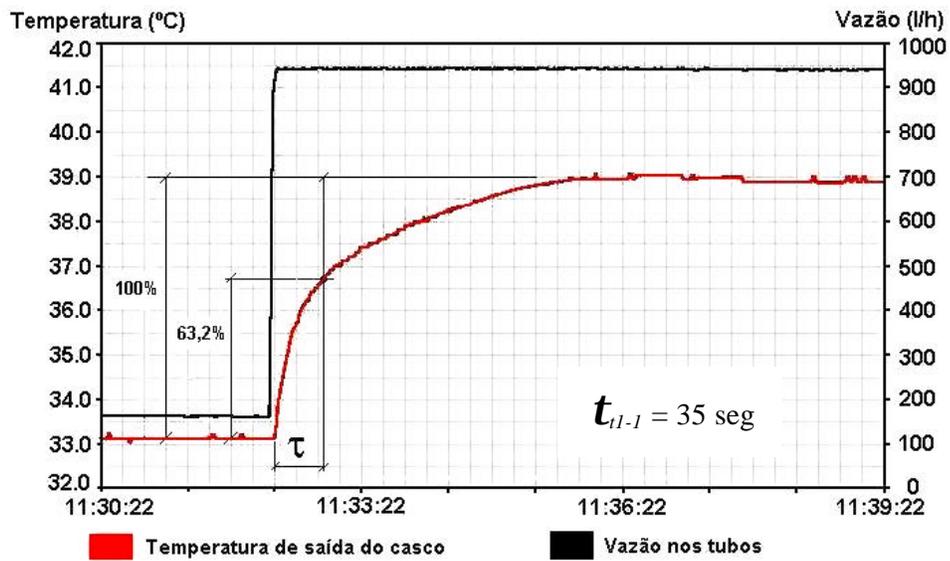


Figura 4.12 - Constante de tempo do escoamento contracorrente 1-1.

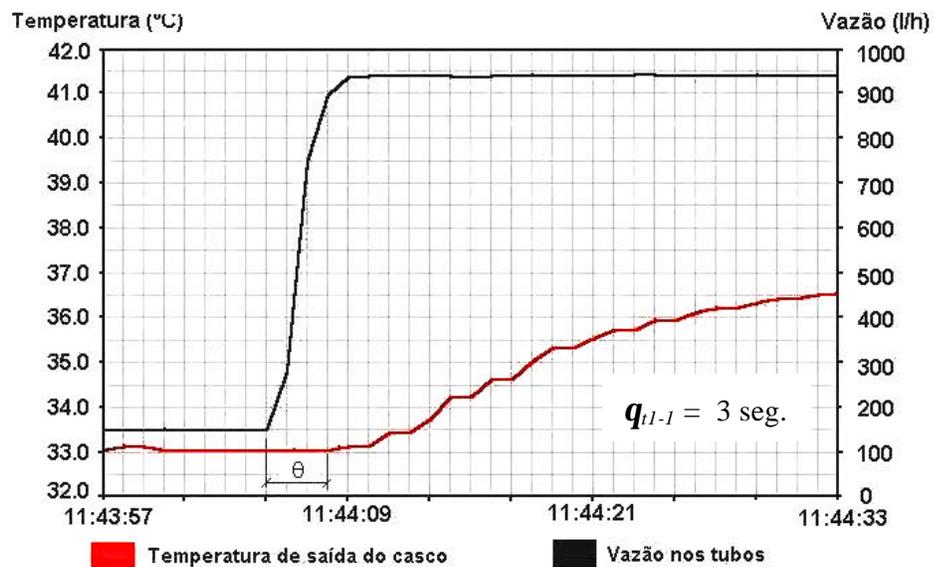


Figura 4.13 - Tempo morto do escoamento contracorrente 1-1.

As características do processo para o escoamento misto 1-2 foram obtidas utilizando-se o mesmo procedimento anterior, sendo que as Figuras 4.14 e 4.15 revelam os valores da constante de tempo e tempo morto para o caso. O ganho estático do processo é também determinado pela relação entre a variação da vazão de entrada e a temperatura de saída do casco do trocador, cujo valor é obtido por:

$$K_{t1-2} = \frac{(41,2-33,4) \text{ } ^\circ\text{C}}{(930-150) \text{ } \frac{1}{\text{h}}} = \frac{7,8 \text{ } ^\circ\text{C}}{780 \text{ } \frac{1}{\text{h}}} = 0,01 \text{ } \frac{^\circ\text{C}}{\frac{1}{\text{h}}}$$

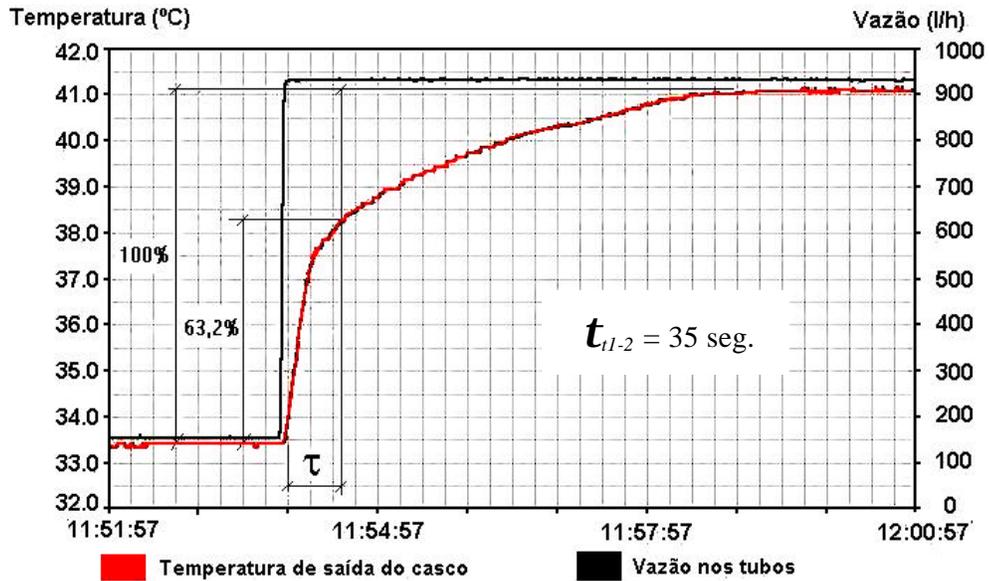


Figura 4.14 - Constante de tempo do escoamento misto 1-2.

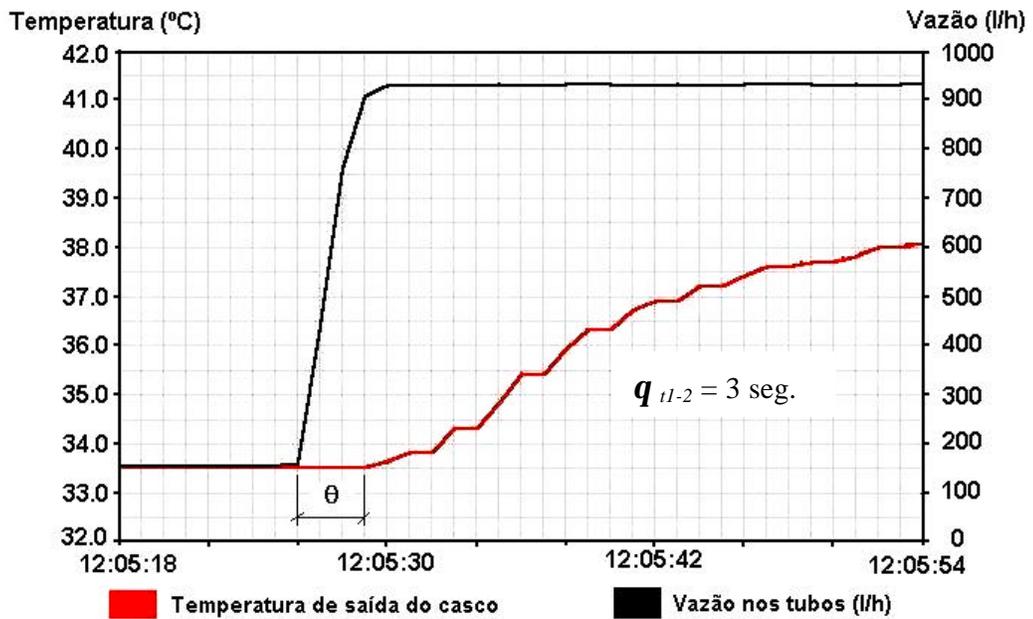


Figura 4.15 - Tempo morto do escoamento misto 1-2.

Simulando-se um distúrbio em degrau para o escoamento contracorrente 1-1, como mostra a Figura 4.16, foi possível também obter o tempo de resposta do processo. Nesse caso, o distúrbio foi provocado através da vazão no casco e o efeito também foi observado sobre a temperatura de saída do casco do trocador de calor. Figura 4.16 - Esquema de simulação para resposta a um distúrbio.

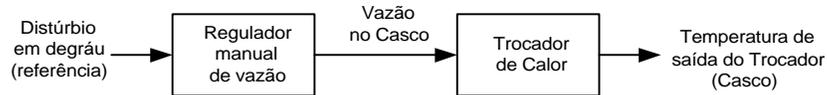


Figura 4.16 - Esquema de simulação para resposta a um distúrbio.

Os valores obtidos consideram a temperatura de entrada do lado dos tubos controlada em 70 °C e do lado do casco em 26 °C constante. A vazão de entrada do lado dos tubos foi mantida constante em 500 l/h. Provocando-se uma variação na vazão do casco de 175 l/h, observou-se na saída do trocador de calor uma variação 3,9 °C, como mostra a Figura 4.17. Com a resolução gráfica do sistema supervisorío ajustada em 15 segundos, foi possível também determinar a constante de tempo de 15 segundos para o distúrbio provocado pela vazão.

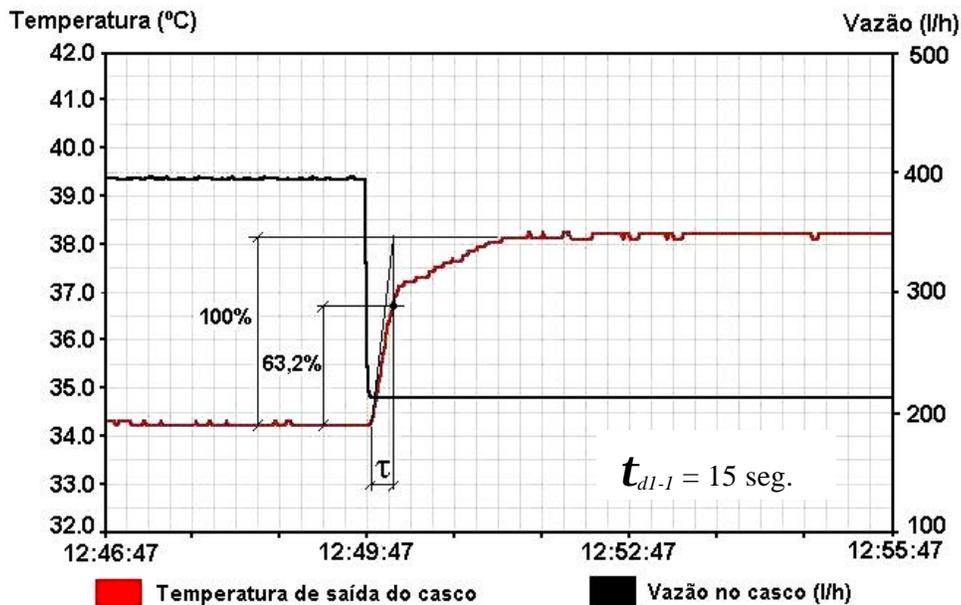


Figura 4.17 - Constante de tempo para resposta a um distúrbio com escoamento contracorrente 1-1.

Assim como nos casos anteriores, obteve-se o ganho estático do distúrbio relacionando o efeito da variação da temperatura com a variação da vazão no casco, sendo representado por

$$K_{dl-1} = \frac{(38,2-34,3) \text{ } ^\circ\text{C}}{(390-215) \text{ } \frac{1}{\text{h}}} = \frac{3,9 \text{ } ^\circ\text{C}}{175 \text{ } \frac{1}{\text{h}}} = 0,022 \text{ } \frac{^\circ\text{C}}{\frac{1}{\text{h}}}$$

Aumentando-se a resolução gráfica para 1 segundo, foi possível constatar o tempo de atraso de 5 segundos, como mostra a figura 4.18.

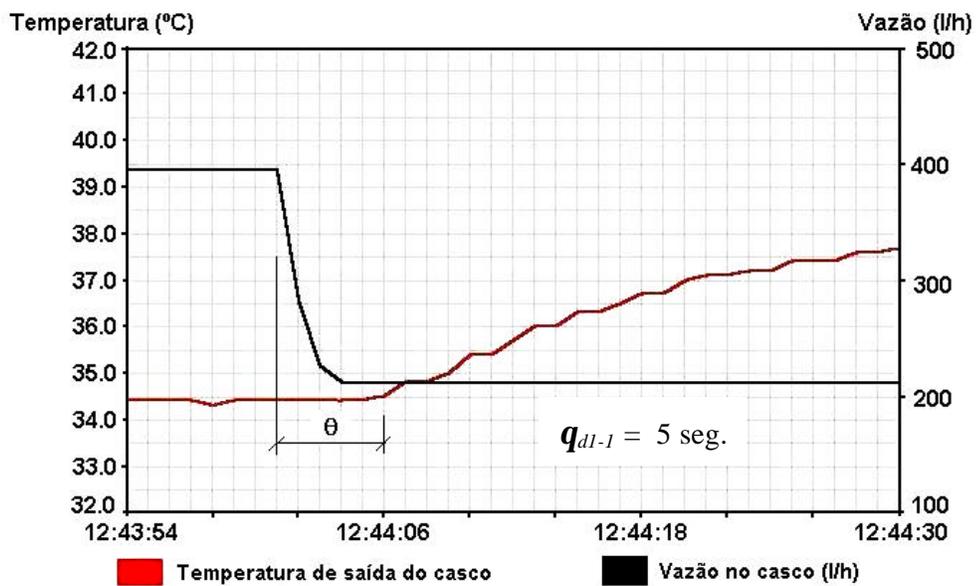


Figura 4.18 - Tempo morto para resposta a um distúrbio com escoamento contracorrente 1-1.

Com os resultados obtidos, as características do processo passam a ser conhecidas e a função de transferência do trocador de calor pode ser assim utilizada tanto por softwares de simulação como por métodos gráficos com objetivo de análise para fins de projeto, análise de estabilidade e sintonia de controle.

#### 4.2.2. Otimização do controle.

O sistema de controle em malha fechada, representado pela Figura 4.19, foi testado com o objetivo de observar o comportamento da temperatura de saída do casco do trocador de calor diante de mudanças de carga provocadas por desvios em degrau do set-point e por distúrbio provocado pela alteração da vazão no lado do casco.

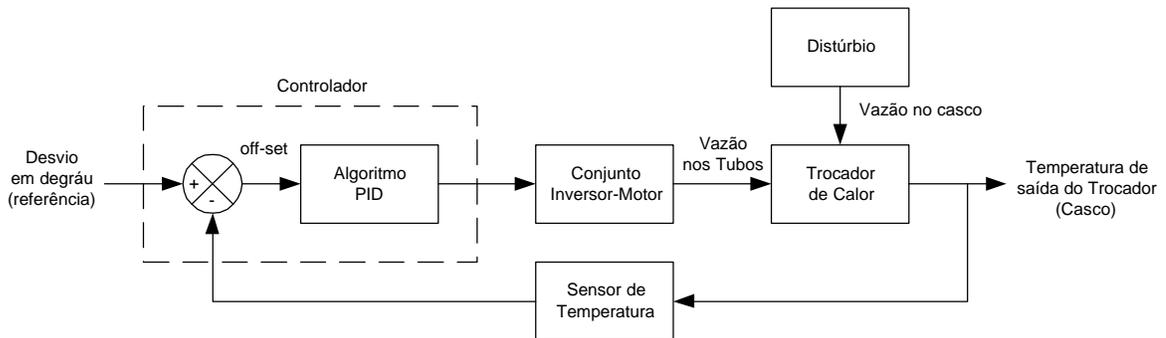


Figura 4.19 - Diagrama de blocos do controle de temperatura da saída do trocador de calor.

Como teste experimental, foi utilizado, para se determinar os parâmetros  $K_p$ ,  $K_i$  e  $T_d$ , o método clássico da *Sensibilidade Limite* desenvolvido por Ziegler-Nichols para sintonia de controladores e descrito no item 2.2. Eliminando-se inicialmente as ações integral e derivativa ( $K_i$  e  $T_d = 0$ ), ajustou-se gradualmente a ação proporcional  $K_p$  partindo-se do valor mínimo, com mudanças em degrau do set-point de 2 °C até que a variável controlada apresentasse oscilações constantes, caracterizando um processo subamortecido.

A Figura 4.20 mostra a resposta com  $K_p$  ajustado em 55, observando-se a condição de estabilidade do sistema, mas com a predominância do *off-set* característico de um controle proporcional puro.

Com o ganho aumentado para 85, observou-se a diminuição do *off-set*, como mostra a figura 4.21, e com o ganho ajustado em 170 observou-se uma pequena instabilidade iniciando-se um processo cíclico, como mostra a Figura 4.22.

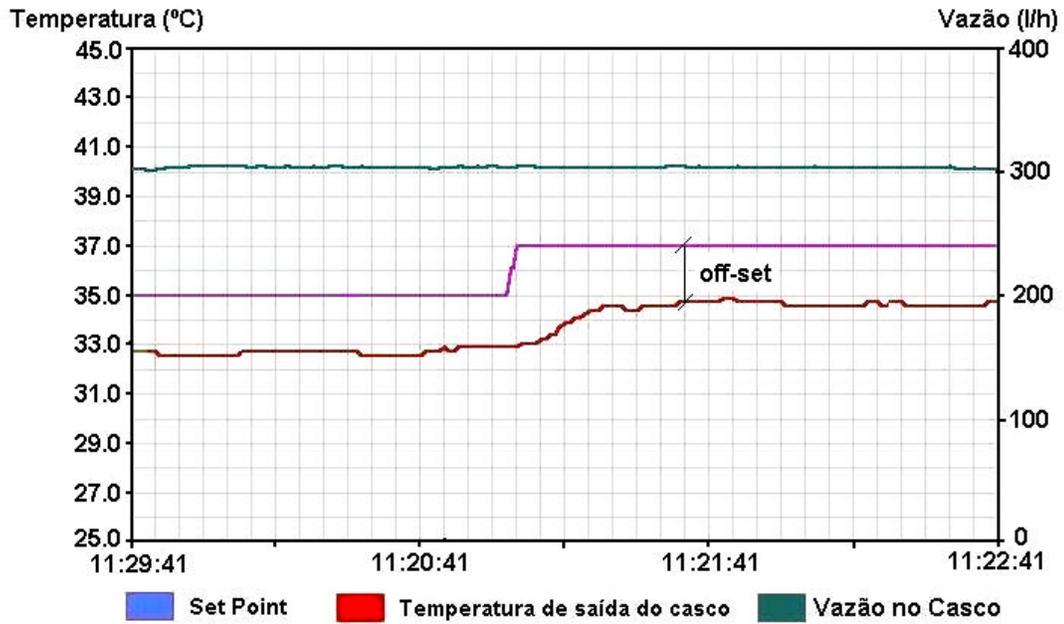


Figura 4.20 - Ganho  $K_p$  ajustado em 55.

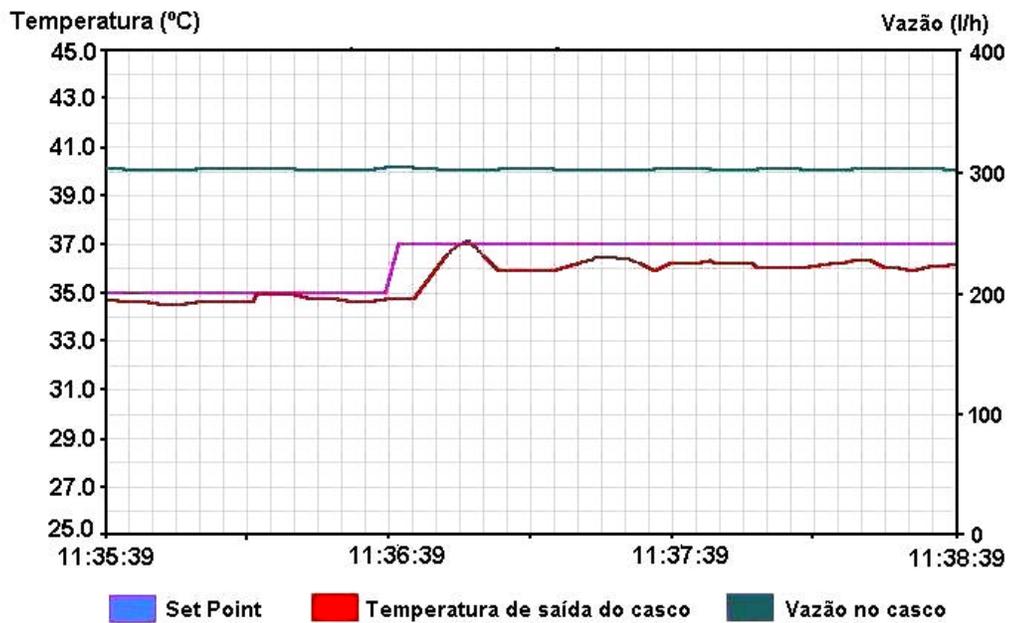


Figura 4.21 - Ganho  $K_p$  ajustado em 85.

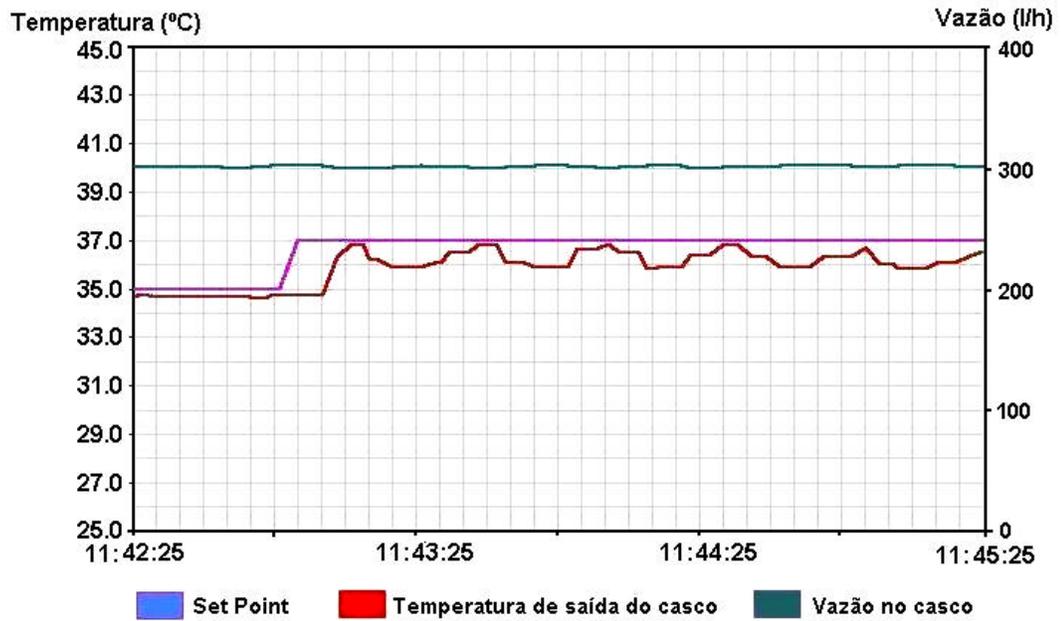


Figura 4.22 - Ganho  $K_p$  ajustado em 170.

Com o ganho ajustado em 335, obteve-se a variável oscilando continuamente com um período crítico  $P_{cr}$  de 26 segundos, como mostra a Figura 4.23.

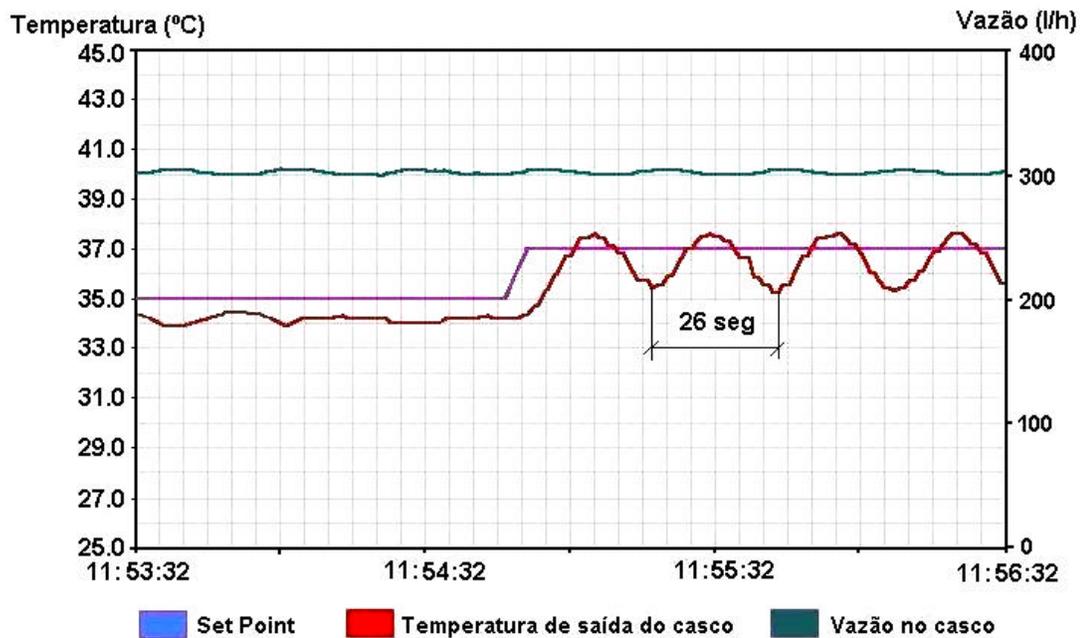


Figura 4.23 - Ganho  $K_p$  ajustado em 335.

A partir do ganho crítico  $K_{cr}$  ajustado para essa condição e do valor do período crítico  $P_{cr}$ , obteve-se os valores das ações Proporcional, Integral e Derivativa, como mostra a Tabela 4.9 para um controlador  $PID$ .

Tabela 4.9 - Valores de  $K_p$ ,  $K_i$  e  $T_d$  baseado no método de Ziegler-Nichols com o sistema real.

| $K_p$                                | $K_i$   | $T_d$  |
|--------------------------------------|---|--|
| $0,6K_{cr}$                          | $\frac{2,0}{P_{cr}}$                                    | $0,125P_{cr}$  |
| $K_p = 0,6 \cdot 335$<br>$K_p = 201$ | $K_i = 2,0/26 \text{ rps}$<br>$K_i = 0,077 \text{ rps}$ | $T_d = 0,125 \cdot 26 \text{ s}$<br>$T_d = 3,25 \text{ s}$ |

Ajustando-se  $K_p$  em 201,  $K_i$  em 0,077 repetições por segundo e  $T_d$  em 3,25 segundos, obteve-se para o mesmo desvio em degrau de 2 °C a resposta mostrada na Figura 4.24, alcançando-se um sobre-sinal inicial de 60% com decaimento sucessivo da variável e tempo de acomodação de aproximadamente 140 segundos com a eliminação do off-set. O resultado do teste sugere uma sintonia fina reduzindo o sobre-sinal para aproximadamente 25% com um tempo mínimo de acomodação.

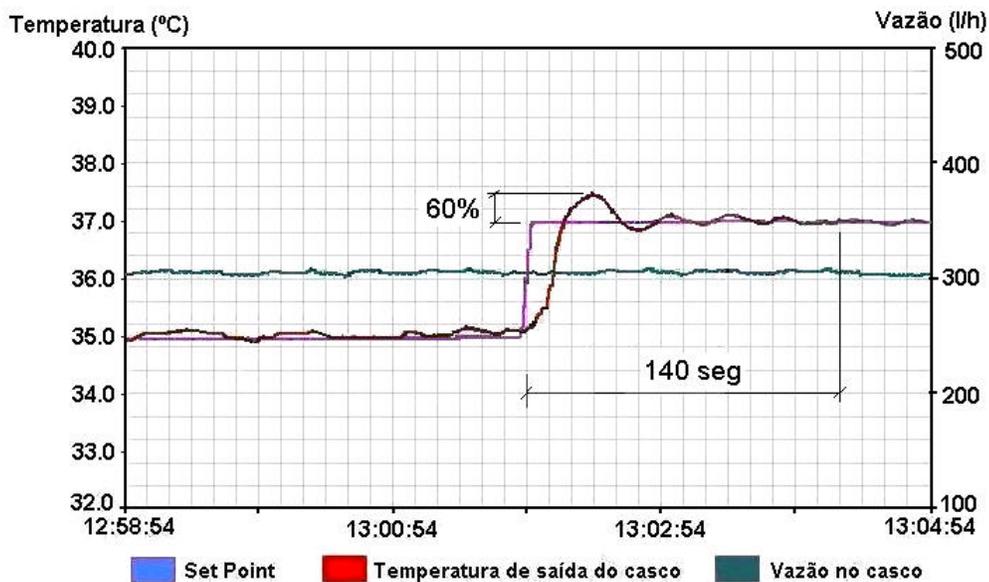


Figura 4.24 - Ajuste do controlador baseado no método de Ziegler-Nichols.

O método de sintonia adotado nos testes não utilizou os dados obtidos nos itens 4.2.1, pois o mesmo é tipicamente aplicado em processos cuja dinâmica é desconhecida. Os resultados quanto à qualidade do controle não foram amplamente satisfatórios, mas previsíveis, pois os fatores sugeridos no método de Ziegler-Nichols para obtenção das ações de controle foram conseguidos a partir da média de diversos processos controlados.

Sendo assim, com os valores de  $K_p$ ,  $K_i$  e  $T_d$ , conhecendo-se o comportamento das ações de controle e as reações do processo, a sintonia fina do controlador torna-se tarefa simples para se alcançar a estabilidade desejada.

## 5. MODELAGEM E ANÁLISE DE RESULTADOS

Neste capítulo é apresentado o modelamento matemático do trocador de calor e do sistema de controle, com o objetivo de comparação e análise entre os valores obtidos experimentalmente no capítulo anterior.

### 5.1 Trocador de Calor.

Do trocador de calor, foi calculado o *Coefficiente Global de Transferência de Calor* para os escoamentos concorrente e contracorrente, considerando a influência do número de Reynolds, de Prandt e do *fator de incrustação* nos tubos.

#### 5.1.1. Características do trocador de calor.

As características do trocador de calor, como material, dimensões, número de tubos, número de chicanas e espaçamentos mostrados na Figuras 5.1, 5.2 e Tabela 5.1 foram obtidas junto ao fabricante e utilizadas no desenvolvimento dos cálculos.

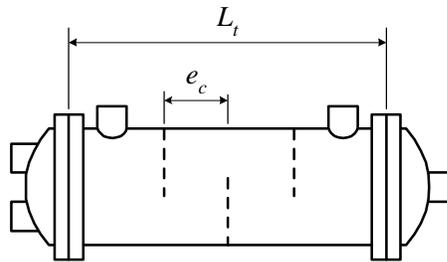


Figura 5.1 - Comprimento dos tubos e espaçamento entre chicanas.

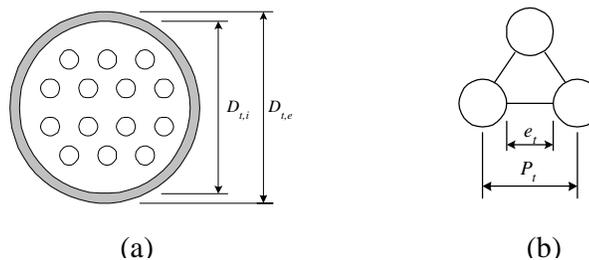


Figura 5.2 - (a) Diâmetro interno e externo do casco e (b) espaçamento e passo dos tubos.

Tabela 5.1 - Dimensões e características do trocador de calor.

|  |   |
|--|---|
| Casco                                      | Material: Aço Carbono                               |
|  | Diâmetro interno: $D_{c,i} = 58,5 \cdot 10^{-3}$ m  |
|  | Diâmetro externo: $D_{c,e} = 63 \cdot 10^{-3}$ m    |
| Tubos                                      | Material: Cobre                                     |
|  | Número de tubos: $N_t = 14$                         |
|  | Diâmetro interno: $D_{t,i} = 7,945 \cdot 10^{-3}$ m |
|  | Diâmetro externo: $D_{t,e} = 9,525 \cdot 10^{-3}$ m |
|  | Comprimento: $L_t = 237 \cdot 10^{-3}$ m            |
|  | Espessura do tubo: $E_t = 0,79 \cdot 10^{-3}$ m     |
|  | Passo: $P_t = 12,5 \cdot 10^{-3}$ m                 |
| Espaçamento: $e_t = 2,975 \cdot 10^{-3}$ m |   |
| Chicanas                                   | Material: Aço Carbono                               |
|  | Número de chicanas: $n_c = 3$                       |
|  | Espaçamento: $e_c = 38 \cdot 10^{-3}$ m             |

**Cálculo da área de troca térmica:**

$$A_t = N_t \cdot L_t \cdot \pi \cdot D_{t,e} \quad (5.1)$$

$$A_t = 14 \cdot 0,237\text{m} \cdot 3,1416 \cdot 9,525 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A_t = 99,29 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

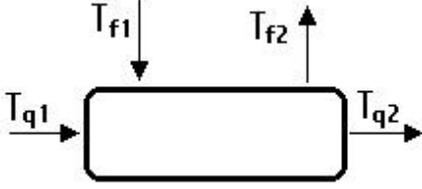
**5.1.2. Cálculo do coeficiente global de transferência de calor.**

O *Coefficiente Global de Transferência de Calor* foi calculado considerando os escoamentos concorrente e contracorrente e condições de operação bem próximas. Foi mantida a vazão de 700 l/h no lado dos tubos e 402 l/h no lado do casco para o escoamento concorrente. Para o escoamento contracorrente, foi mantida a vazão de 707 l/h no lado dos tubos e 402 l/h no lado do casco. A temperatura de entrada foi mantida em 70,1 °C, enquanto que no lado do casco foi considerada a temperatura ambiente de 26 °C para ambos os casos.

### 5.1.2.1. Escoamento concorrente.

A Tabela 5.2 apresenta as características do fluido e do escoamento utilizadas no desenvolvimento dos cálculos. O índice  $q$  representa o fluido quente no lado dos tubos, enquanto que o índice  $f$  representa o fluido frio no lado do casco.

Tabela 5.2 – Características do fluido e do escoamento concorrente.

|  |   |
|--|---|
| Lado dos Tubos   | Lado do Casco   |
| $Q_q = 700 \text{ l/h}$  | $Q_f = 402 \text{ l/h}$                                 |
| $T_{q1} = 70,1 \text{ °C}$   | $T_{f1} = 26 \text{ °C}$                                |
| $T_{q2} = 66 \text{ °C}$   | $T_{f2} = 35,1 \text{ °C}$                              |
| $\bar{T}_q = 68 \text{ °C}$  | $\bar{T}_f = 30,5 \text{ °C}$                           |
| $\bar{n}_q = 977,7 \text{ kg/m}^3$   | $\bar{n}_f = 996,78 \text{ kg/m}^3$                     |
| $\bar{n}_q = 978,9 \text{ kg/m}^3$   | $\bar{n}_f = 995,46 \text{ kg/m}^3$                     |
| $\bar{i}_q = 4,162 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$                             | $\bar{i}_f = 8,7744 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ |
| $\bar{t}_q = 4,2611 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$                            | $\bar{t}_f = 7,9488 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ |
| $\bar{c}_{p,q} = 4189,6 \text{ J/kg.K}$  | $\bar{c}_{p,f} = 4180,2 \text{ J/kg.K}$                 |
| $\bar{k}_q = 0,6612 \text{ W/m.K}$   | $\bar{k}_f = 0,6168 \text{ W/m.K}$                      |

**Cálculo das vazões mássicas para o escoamento concorrente:**

a) Lado dos tubos

$$Q_q = \frac{700 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3}{3600 \text{ s}} = 1,944 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m}_q = 1,944 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \cdot 978,9 \text{ kg/m}^3 = 190,34 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

b) Lado do casco

$$Q_f = \frac{402 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3}{3600 \text{ s}} = 1,11667 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m}_f = 1,11667 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \cdot 995,46 \text{ kg/m}^3 = 111,16 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

**Cálculo das velocidades médias do escoamento concorrente:**

a) Lado dos tubos

$$\bar{v}_t = \frac{4 \cdot \dot{m}_q}{N_t \cdot \bar{n}_q \cdot \delta \cdot (D_{t,i})^2} \quad (5.2)$$

$$\bar{v}_t = \frac{4 \cdot 190,34 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}}{14 \cdot 978,9 \text{ kg/m}^3 \cdot 3,1416 \cdot (7,945 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2} = 280,14 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$$

b) Lado do casco

A área de escoamento livre, no casco, segundo KERN (1980), considerando o espaçamento entre chicanas  $e_c$  e entre tubos  $e_t$ , é dado por:

$$S_c = \frac{D_{c,i} \cdot e_t \cdot e_c}{P_t} \quad (5.3)$$

$$\text{então, } S_c = \frac{58,5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 2,975 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 38 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{12,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 5,2907 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

e a velocidade média,

$$\bar{v}_c = \frac{\dot{m}_f}{\bar{n}_f \cdot S_c} \quad (5.4)$$

$$\text{portanto, } \bar{v}_c = \frac{111,16 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}}{995,46 \text{ kg/m}^3 \cdot 5,2907 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 211,06 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$$

**Cálculo do número de Reynolds para o escoamento concorrente:**

a) Lado dos tubos

$$Re_t = \frac{\bar{v}_t \cdot D_{t,i}}{\bar{\nu}_q} \quad (5.5)$$

$$Re_t = \frac{280,14 \cdot 10^{-3} \text{ m/s} \cdot 7,945 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{4,2611 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} = 5223$$

b) Lado do casco

Para obter o diâmetro hidráulico, KERN (1980) apresenta a equação utilizada no cálculo do número de Reynolds no lado do casco:

$$D_h = \frac{D_{c,i}^2 - (D_{t,e}^2 \cdot N_t)}{D_{c,i} + (D_{t,e} \cdot N_t)} \quad (5.6)$$

assim, 
$$D_h = \frac{58,5^2 - (9,525^2 \cdot 14)}{58,5 + (9,525 \cdot 14)} = 11,217 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

e o número de Reynolds,

$$Re_c = \frac{\bar{\nu}_c \cdot D_h}{\bar{\nu}_f} \quad (5.7)$$

$$Re_c = \frac{211,06 \cdot 10^{-3} \text{ m/s} \cdot 11,217 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{7,9488 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} = 2978$$

**Cálculo do número de Prandt para o escoamento concorrente:**

a) Lado dos tubos

$$Pr_t = \frac{\bar{c}_{p,q} \cdot \bar{\nu}_q \cdot \bar{\rho}_q}{\bar{k}_q} \quad (5.8)$$

$$Pr_t = \frac{4189,6 \text{ J/kg.K} \cdot 4,2611 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \cdot 978,9 \text{ kg/m}^3}{0,6612 \text{ W/m.K}} = 2,64$$

b) Lado do casco

$$Pr_c = \frac{\bar{c}_{p,f} \cdot \bar{v}_f \cdot \bar{\eta}_f}{\bar{k}_f} \quad (5.9)$$

$$Pr_c = \frac{4180,2 \text{ J/kg.K} \cdot 7,9488 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \cdot 995,46 \text{ kg/m}^3}{0,6168 \text{ W/m.K}} = 5,36$$

**Cálculo do número de Nusselt para o escoamento concorrente:**

Para os limites de Prandtl entre 0,5 e 2.000 e de Reynolds entre 3000 e  $5 \cdot 10^6$ , foi utilizada a equação de Gnielinsk, segundo INCROPERA (1998):

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + \left[12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \cdot \left(Pr^{2/3} - 1\right)\right]} \quad (5.10)$$

onde,  $f$  representa o fator de atrito e pode ser obtido pela equação de Petukhov:

$$f = [(0,79 \cdot \ln Re) - 1,64]^{-2} \quad (5.11)$$

a) Lado dos tubos

$$f_t = [(0,79 \cdot \ln 5223) - 1,64]^{-2} = 38,1 \cdot 10^{-3}$$

portanto,

$$Nu_t = \frac{\left(\frac{38,1 \cdot 10^{-3}}{8}\right) \cdot (5223 - 1000) \cdot 2,64}{1 + \left[12,7 \cdot \left(\frac{38,1 \cdot 10^{-3}}{8}\right)^{1/2} \cdot \left(2,64^{2/3} - 1\right)\right]} = 29,53$$

b) Lado do casco

$$f_c = [(0,79 \cdot \ln 2978) - 1,64]^{-2} = 45,67 \cdot 10^{-3}$$

portanto,

$$Nu_c = \frac{\left(\frac{45,67 \cdot 10^{-3}}{8}\right) \cdot (2978 - 1000) \cdot 5,36}{1 + \left[12,7 \cdot \left(\frac{45,67 \cdot 10^{-3}}{8}\right)^{1/2} \cdot \left(5,36^{2/3} - 1\right)\right]} = 20,31$$

**Coefficientes de transferência de calor para o escoamento concorrente:**

a) Corrente interna

$$h_i = Nu_t \cdot \frac{\bar{k}_q}{D_{t,i}} \quad (5.12)$$

$$h_i = 29,53 \cdot \frac{0,6612 \text{ W/m.K}}{7,945 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 2457,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

b) Corrente externa

$$h_e = Nu_c \cdot \frac{\bar{k}_f}{D_{t,e}} \quad (5.13)$$

$$h_e = 20,31 \cdot \frac{0,6168 \text{ W/m.K}}{9,526 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 1315,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

**Condutividade térmica do tubo à temperatura de 48,5° C:**

$$k_t = 396 \text{ W/m.K}$$

**Fator de incrustação nos lados interno e externo dos tubos:**

$$F_i = F_e = 1,0 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

**Coefficiente Global de Transferência de Calor para o escoamento concorrente:**

- a) Considerando inicialmente apenas as correntes interna e externa aos tubos e utilizando a Eq. (2.2):

$$U_c = \frac{1}{R_1 + R_2} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} = \frac{1}{\frac{1}{2457,5} + \frac{1}{1315,5}} = 856,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- b) Considerando a resistência térmica do material do tubo e as incrustações interna e externa aos tubos, além das correntes interna e externa, utilizando a Eq. (2.3):

$$U_c' = \frac{1}{\left( \frac{D_{t,e}}{D_{t,i}} \cdot \frac{1}{h_i} \right) + \left( \frac{D_{t,e}}{D_{t,i}} \cdot F_i \right) + \left( \frac{D_{t,e}}{2k} \cdot \ln \frac{D_{t,e}}{D_{t,i}} \right) + (F_e) + \left( \frac{1}{h_e} \right)}$$

$$U_c' = \frac{1}{\left( \frac{9,525 \cdot 10^{-3}}{7,945 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{1}{2457,5} \right) + \left( \frac{9,525 \cdot 10^{-3}}{7,945 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,0 \cdot 10^{-4} \right) + \left( \frac{9,525 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 396} \cdot \ln \frac{9,525}{7,945} \right) + (1,0 \cdot 10^{-4}) + \left( \frac{1}{1315,5} \right)}$$

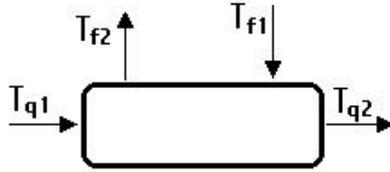
assim,

|   |
|---|
| $U_c' = 680,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ |
|---|

**5.1.2.2. Escoamento contracorrente.**

A Tabela 5.3 apresenta as características do fluido e do escoamento. Os mesmos índices e considerações utilizados no cálculo *do coeficiente global de transferência de calor* para o escoamento concorrente são válidos também para o escoamento contracorrente.

Tabela 5.3 – Características do fluido e do escoamento contracorrente.

|  |   |
|--|---|
| Lado dos Tubos   | Lado do Casco   |
| $Q_q = 707 \text{ l/h}$  | $Q_f = 402 \text{ l/h}$                                 |
| $T_{q1} = 70,1 \text{ }^\circ\text{C}$   | $T_{f1} = 25,9 \text{ }^\circ\text{C}$                  |
| $T_{q2} = 65,8 \text{ }^\circ\text{C}$   | $T_{f2} = 35,5 \text{ }^\circ\text{C}$                  |
| $\bar{T}_q = 68 \text{ }^\circ\text{C}$  | $\bar{T}_f = 30,7 \text{ }^\circ\text{C}$               |
| $\bar{n}_q = 977,8 \text{ kg/m}^3$   | $\bar{n}_f = 996,8 \text{ kg/m}^3$                      |
| $\bar{n}_q = 978,9 \text{ kg/m}^3$   | $\bar{n}_f = 995,43 \text{ kg/m}^3$                     |
| $i_q = 4,162 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$                                   | $i_f = 8,795 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$        |
| $\bar{i}_q = 4,2611 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$                            | $\bar{i}_f = 7,9316 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ |
| $\bar{C}_{p,q} = 4189,6 \text{ J/kg.K}$  | $\bar{C}_{p,f} = 4180,26 \text{ J/kg.K}$                |
| $\bar{k}_q = 0,6612 \text{ W/m.K}$   | $\bar{k}_f = 0,6163 \text{ W/m.K}$                      |

**Cálculo das vazões mássicas para o escoamento contracorrente:**

a) Lado dos tubos

$$Q_q = \frac{707 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3}{3600 \text{ s}} = 1,9639 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m}_q = 1,9639 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \cdot 978,8 \text{ kg/m}^3 = 192,22 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

b) Lado do casco

$$Q_f = \frac{402 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3}{3600 \text{ s}} = 1,11667 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m}_f = 1,11667 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \cdot 995,43 \text{ kg/m}^3 = 111,16 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

**Cálculo das velocidades médias para o escoamento contracorrente:**

a) Lado dos tubos

$$\bar{v}_t = \frac{4 \cdot \dot{m}_q}{N_t \cdot \bar{n}_q \cdot \delta \cdot (D_{t,i})^2} = \frac{4 \cdot 192,22 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}}{14 \cdot 978,9 \text{ kg/m}^3 \cdot 3,1416 \cdot (7,945 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}$$

$$\bar{v}_t = 282,91 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$$

b) Lado do casco

A área de escoamento livre no casco foi obtida pela equação:

$$S_c = \frac{D_{c,i} \cdot e_i \cdot e_c}{P_t}$$

assim, 
$$S_c = \frac{58,5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 2,975 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 38 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{12,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 5,2907 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

e a velocidade média,

$$\bar{v}_c = \frac{\dot{m}_f}{\bar{n}_f \cdot S_c} = \frac{111,16 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}}{995,43 \text{ kg/m}^3 \cdot 5,2907 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 211,07 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$$

**Cálculo do número de Reynolds para o escoamento contracorrente:**

a) Lado dos tubos

$$Re_t = \frac{\bar{v}_t \cdot D_{t,i}}{\bar{\tau}_q} = \frac{282,91 \cdot 10^{-3} \text{ m/s} \cdot 7,945 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{4,2611 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} = 5275$$

b) Lado do casco

O diâmetro hidráulico equivalente é então obtido por:

$$D_h = \frac{D_{c,i}^2 - (D_{t,e}^2 \cdot N_t)}{D_{c,i} + (D_{t,e} \cdot N_t)}$$

assim, 
$$D_h = \frac{58,5^2 - (9,525^2 \cdot 14)}{58,5 + (9,525 \cdot 14)} = 11,217 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

e o número de Reynolds,

$$Re_c = \frac{\bar{\tau}_c \cdot D_h}{\bar{v}_f} = \frac{211,07 \cdot 10^{-3} \text{ m/s} \cdot 11,217 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{7,9316 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} = 2985$$

**Cálculo do número de Prandt para o escoamento contracorrente:**

a) Lado dos tubos

$$Pr_t = \frac{\bar{C}_{p,q} \cdot \bar{\tau}_q \cdot \bar{n}_q}{\bar{k}_q}$$

$$Pr_t = \frac{4189,6 \text{ J/kg.K} \cdot 4,2611 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \cdot 978,9 \text{ kg/m}^3}{0,6612 \text{ W/m.K}} = 2,64$$

b) Lado do casco

$$Pr_c = \frac{\bar{C}_{p,f} \cdot \bar{\tau}_f \cdot \bar{n}_f}{\bar{k}_f}$$

$$Pr_c = \frac{4180,2 \text{ J/kg.K} \cdot 7,9316 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \cdot 995,43 \text{ kg/m}^3}{0,6163 \text{ W/m.K}} = 5,35$$

**Cálculo do número de Nusselt para o escoamento contracorrente:**

a) Lado dos tubos

$$f_t = [(0,79 \cdot \ln 5275) - 1,64]^{-2} = 37,98 \cdot 10^{-3}$$

portanto,

$$Nu_t = \frac{\left( \frac{37,98 \cdot 10^{-3}}{8} \right) \cdot (5275 - 1000) \cdot 2,64}{1 + \left[ 12,7 \cdot \left( \frac{37,98 \cdot 10^{-3}}{8} \right)^{1/2} \cdot \left( 2,64^{2/3} - 1 \right) \right]} = 29,82$$

b) Lado do Casco

$$f_c = [(0,79 \cdot \ln 2978) - 1,64]^{-2} = 45,63 \cdot 10^{-3}$$

portanto,

$$Nu_c = \frac{\left( \frac{45,63 \cdot 10^{-3}}{8} \right) \cdot (2985 - 1000) \cdot 5,35}{1 + \left[ 12,7 \cdot \left( \frac{45,63 \cdot 10^{-3}}{8} \right)^{1/2} \cdot \left( 5,35^{2/3} - 1 \right) \right]} = 20,36$$

**Coefficientes de transferência de calor para o escoamento contracorrente:**

a) Corrente interna

$$h_i = Nu_t \cdot \frac{\bar{k}_q}{D_{t,i}} = 29,82 \cdot \frac{0,6612 \text{ W/m.K}}{7,945 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 2481,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

b) Corrente externa

$$h_e = Nu_c \cdot \frac{\bar{k}_c}{D_{t,e}} = 20,36 \cdot \frac{0,6163 \text{ W/m.K}}{9,525 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 1317,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

**Condutividade térmica do tubo à temperatura de 49,3° C:**

$$k_t = 396 \text{ W/m.K}$$

**Fator de incrustação nos lados interno e externo dos tubos:**

$$F_i = F_e = 1,0 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

**Coefficiente Global de Transferência de Calor para o escoamento contracorrente:**

- a) Considerando inicialmente apenas as correntes interna e externa aos tubos

$$U_{cc} = \frac{1}{R_1 + R_2} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} = \frac{1}{\frac{1}{2481,7} + \frac{1}{1317,4}} = 860,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- b) Considerando a resistência térmica do material do tubo e as incrustações interna e externa aos tubos, além das correntes interna e externa,

$$U'_{cc} = \frac{1}{\left( \frac{D_{t,e}}{D_{t,i}} \cdot \frac{1}{h_i} \right) + \left( \frac{D_{t,e}}{D_{t,i}} \cdot F_i \right) + \left( \frac{D_{t,e}}{2k} \cdot \ln \frac{D_{t,e}}{D_{t,i}} \right) + (F_e) + \left( \frac{1}{h_e} \right)}$$

$$U'_{cc} = \frac{1}{\left( \frac{9,525 \cdot 10^{-3}}{7,945 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{1}{2481,7} \right) + \left( \frac{9,525 \cdot 10^{-3} \cdot 1,0 \cdot 10^{-4}}{7,945 \cdot 10^{-3}} \right) + \left( \frac{9,525 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 396} \cdot \ln \frac{9,525}{7,945} \right) + (1,0 \cdot 10^{-4}) + \left( \frac{1}{1317,4} \right)}$$

e finalmente para o escoamento contracorrente,

|  |
|--|
| $U'_{cc} = 682,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ |
|--|

## 5.2. Sistema de Controle.

Com os modelos individuais do elemento sensor, controlador, conjunto atuador-trocador e as características estáticas e dinâmicas do trocador de calor obtidas experimentalmente no capítulo anterior, foi possível construir o modelo matemático do sistema de controle representado pelo diagrama de blocos, com as respectivas funções de transferência.

Foi utilizada a ferramenta de simulação *Simulink* do software *Matlab*<sup>®</sup> para obtenção dos parâmetros de controle comparando-os com os valores de otimização obtidos com a simulação do controle de processo real.

### 5.2.1. Elemento sensor.

Foi considerado ganho unitário para o elemento sensor ( $K_s=1,0$ ) pelo simples fato de o mesmo produzir uma variação da indicação de temperatura igual à correspondente variação de temperatura no processo. A constante de tempo  $t_s$  foi obtida através de dados fornecidos pelo fabricante, em função do diâmetro de 6 mm da bainha da termoresistência utilizada. Obteve-se do catálogo do fabricante a constante de tempo  $t_s$  do sensor de 5 segundos, considerando uma imersão de 0°C a 100°C, como mostra a Figura 5.3.

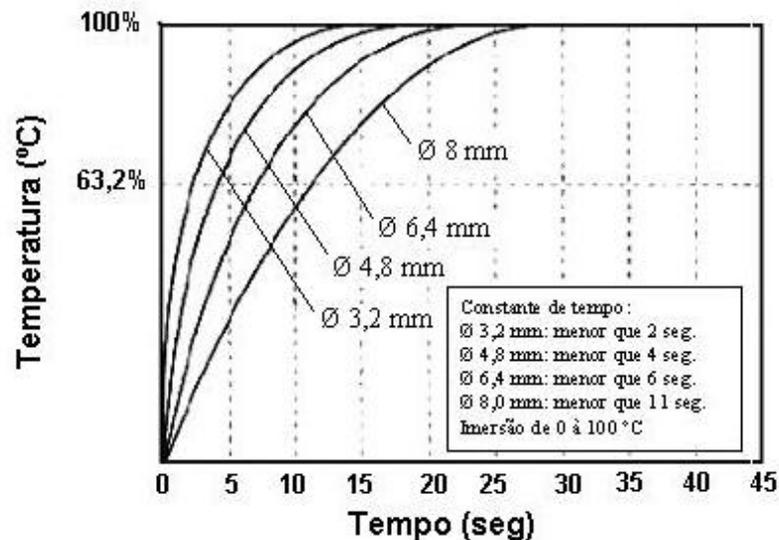


Figura 5.3 - Constante de tempo do elemento sensor.

Para a resposta ao degrau, o sensor comporta-se tipicamente como um sistema de primeira ordem, podendo a função de transferência ser representada pelo modelo:

$$G_s(s) = \frac{K_s}{\hat{\delta}_s s + 1} \quad (5.14)$$

ou então,

$$G_s(s) = \frac{1}{5s + 1}$$

### 5.2.2. Controlador.

O modelo matemático do controlador é representado pelo algoritmo das ações de controle proporcional, integral e derivativa implementado em série e definido no domínio da transformada de Laplace pela função de transferência:

$$G_c(s) = K_p \left( 1 + \frac{K_i}{s} + T_d \cdot s \right) \quad (5.15)$$

onde,  $K_p$  é o ganho proporcional ajustável no controlador entre 0 e 100,  $K_i$  é o ganho integral ajustável entre 0 e 30 repetições por minuto ou 0,5 repetições por segundo e  $T_d$  é o tempo derivativo ajustável entre 0 e 250 segundos.

### 5.2.3. Processo trocador de calor.

As características estáticas e dinâmicas do trocador de calor foram obtidas graficamente na fase de simulação e testes, considerando, para efeito prático, o conjunto inversor de frequência-bomba-trocador de calor. Para fins de comparação, foram simulados os escoamentos contracorrente 1-1 e 1-2 mantendo-se as mesmas características de escoamento como descrito no item 4.2.

No escoamento 1-1, observou-se resposta típica aproximando-se de um processo de primeira ordem com tempo morto, desprezando-se as constantes de tempo do inversor de frequência e bomba. Para o escoamento 1-1, a constante de tempo do trocador de calor  $t_{1-1}$  obtida foi de 35 segundos, o ganho estático  $K_{1-1}$  foi de  $7,436 \cdot 10^{-3}$

°C/l/h e o tempo morto  $q_{p1-1}$  de 3 segundos, podendo a função de transferência do trocador de calor ser representada no domínio de Laplace por:

$$G_{t1-1}(s) = \frac{7,436 \cdot 10^{-3}}{35s + 1} \cdot e^{-3s}$$

O ganho estático do processo em malha aberta  $K_{pr1-1}$  foi obtido a partir do ganho estático do trocador de calor e das características de entrada e saída dos blocos envolvidos, como mostra o esquema da Figura 5.4.

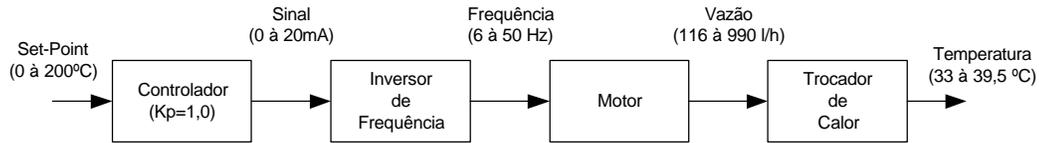


Figura 5.4 - Características de entrada e saída dos elementos do processo em malha aberta.

Assim, o ganho  $K_{pr}$  do processo em malha aberta para o escoamento contracorrente 1-1 é obtido como mostra a seguinte expressão:

$$K_{pr1-1} = \frac{20 \text{ mA}}{200 \text{ °C}} \cdot \frac{44 \text{ Hz}}{20 \text{ mA}} \cdot \frac{874 \text{ l/h}}{44 \text{ Hz}} \cdot \frac{6,5 \text{ °C}}{874 \text{ l/h}} = 0,0325$$

Considerando-se que o conjunto inversor-bomba representa para o processo um sistema de primeira ordem com tempo morto desprezível e constante de tempo mínima, pode-se representar, então, a função de transferência do conjunto por:

$$G_{i-b}(s) = \frac{1}{s+1} \tag{5.16}$$

ficando a função de transferência do processo para o escoamento 1-1, referente ao conjunto inversor-bomba-trocador de calor, caracterizada por um sistema de segunda ordem com tempo morto e representada por:

$$G_{pr1-1}(s) = \frac{0,0325}{35s^2 + 36s + 1} \cdot e^{-3s}$$

Para o escoamento 1-2, observou-se os mesmos valores para a constante de tempo e tempo morto obtidos para o escoamento 1-1. Em relação ao ganho estático do trocador de calor  $K_{t1-2}$ , foi obtido o valor de  $0,01 \text{ } ^\circ\text{C/l/h}$ , ficando a função de transferência do trocador de calor para o escoamento 1-2 no domínio de Laplace representada por:

$$G_{t1-2}(s) = \frac{0,01}{35s + 1} \cdot e^{-3s}$$

O ganho estático do processo em malha aberta para o escoamento 1-2, considerando-se as mesmas características dos blocos controlador, inversor e motor, é dado por:

$$K_{pr1-2} = \frac{20 \text{ mA}}{200 \text{ } ^\circ\text{C}} \cdot \frac{44 \text{ Hz}}{20 \text{ mA}} \cdot \frac{874 \text{ l/h}}{44 \text{ Hz}} \cdot \frac{8,7 \text{ } ^\circ\text{C}}{874 \text{ l/h}} = 0,0435$$

e a função de transferência do processo em malha aberta para o escoamento 1-2 representada por:

$$G_{pr1-2}(s) = \frac{0,0435}{35s^2 + 36s + 1} \cdot e^{-3s}$$

A função de transferência do bloco representando o distúrbio para o escoamento contracorrente 1-1 também foi obtida a partir dos dados levantados graficamente no item 4.2.1, sendo representada pela expressão:

$$G_d(s) = \frac{0,022}{15s + 1} \cdot e^{-5s}$$

**5.2.4. Sistema de controle de temperatura em malha fechada.**

De posse dos modelos matemáticos individuais dos elementos do sistema de controle em malha fechada, foi construído o diagrama de blocos para o escoamento 1-1 com a representação também do distúrbio como mostra a Figura 5.5. No diagrama de blocos para o escoamento 1-2 mostrado na figura 5.6, observa-se a semelhança entre os valores obtidos tendo apenas o ganho do processo em malha aberta menor para o escoamento 1-1. como era de se esperar.

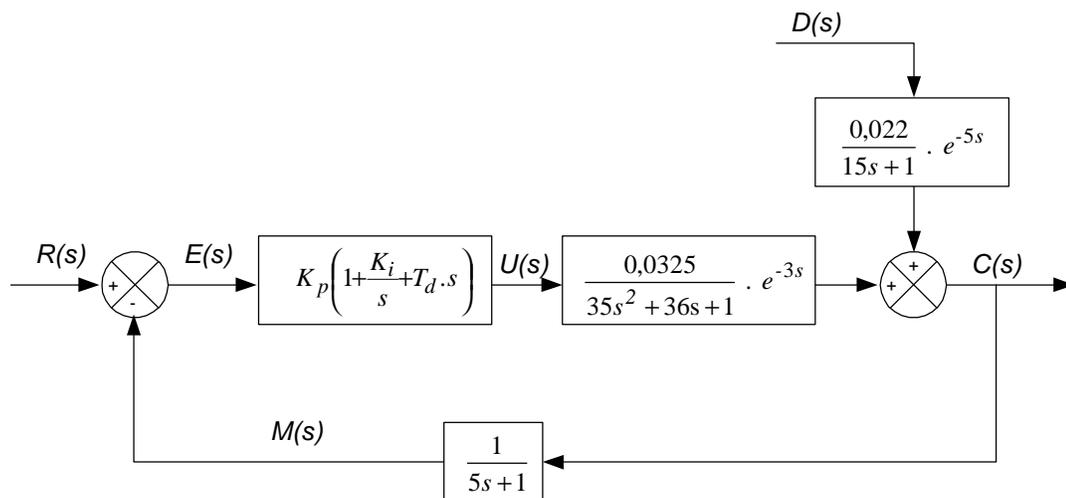


Figura 5.5 - Diagrama de blocos do sistema de controle de temperatura em malha fechada para o escoamento 1-1.

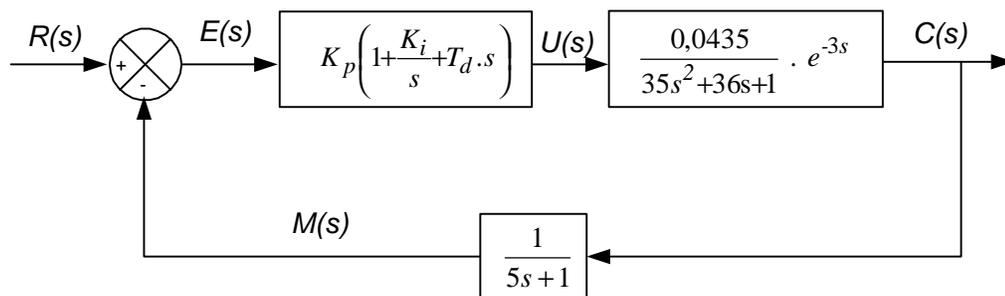


Figura 5.6 - Diagrama de blocos do sistema de controle de temperatura em malha fechada para o escoamento 1-2.

### 5.2.5. Sintonia do controle.

Utilizando a ferramenta *Simulink* do software *Matlab*<sup>®</sup>, construiu-se o diagrama de blocos da Figura 5.7 referente ao escoamento contracorrente 1-1 para comparação entre os valores obtidos com a simulação real descrita no item 4.2.2.

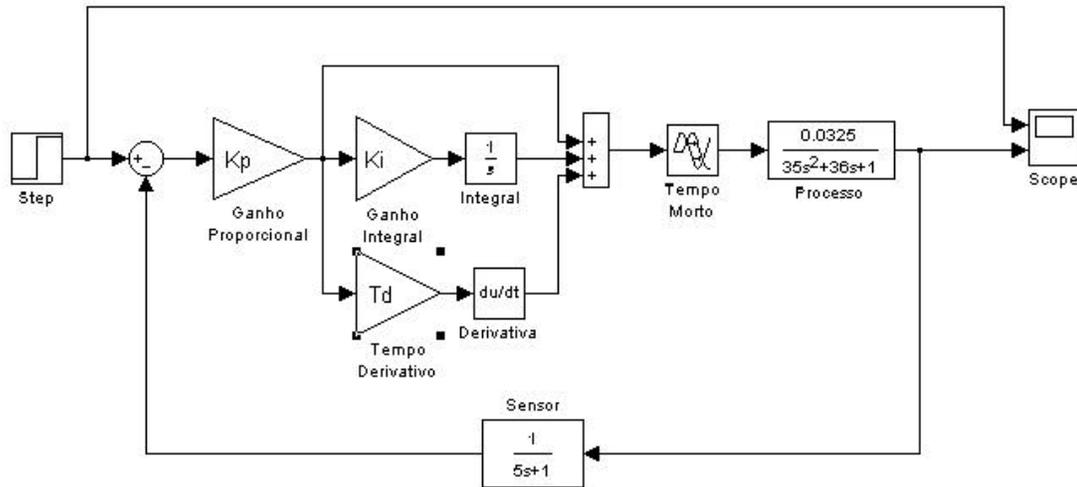


Figura 5.7 - Esquema de simulação utilizando o software *Matlab*<sup>®</sup>.

O controlador configurado possui as mesmas características do controlador digital utilizado no controle do processo, sendo um controlador *PID* série interativo com a ação integral configurada para repetições por segundo e a ação derivativa em segundos. O tempo morto configurado foi de 3 segundos, de acordo com a função de transferência do processo.

Foi utilizado o mesmo método de sintonia do item 4.2.2, eliminando-se as ações integral e derivativa e, após um desvio em degrau de 2 °C, obteve-se uma oscilação contínua com período crítico de 29 segundos produzidos por ganho crítico  $K_{pc}$  proporcional ajustado em 363, como mostra a Figura 5.8. Os parâmetros *PID* foram então configurados de acordo com método de sintonia de Ziegler-Nichols, obtendo-se os resultados da Tabela 5.4.

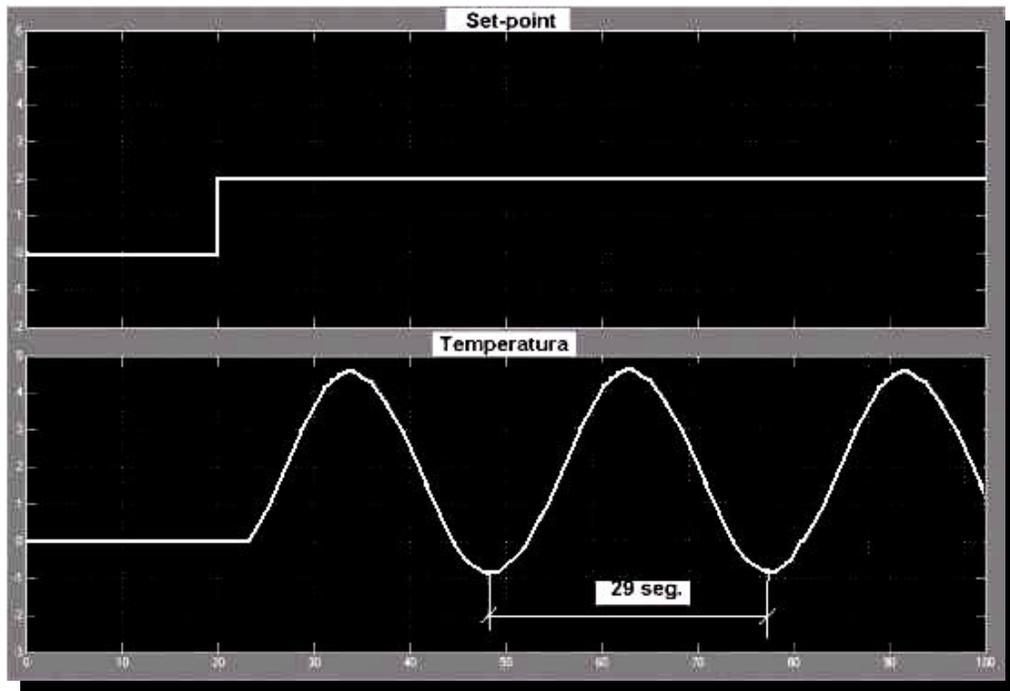


Figura 5.8 - Oscilação contínua com  $K_p$  crítico ajustado em 363.

Ajustando-se o ganho proporcional  $K_p$  para 218, a constante integral  $K_i$  para 0,067 repetições por segundo e o tempo derivativo  $T_d$  para 3,625 segundos, e aplicando-se um desvio em degrau de 2 °C, obteve-se a resposta mostrada na Figura 5.9 com um tempo de acomodação de variável de 63 segundos e um sobre-sinal indesejável de 80%.

Tabela 5.4 - Valores de  $K_p$ ,  $K_i$  e  $T_d$  baseado no método de Ziegler-Nichols utilizando o *Simulink* do software *Matlab*®.

| $K_p$                                | $K_i$   | $T_d$   |
|--------------------------------------|---|---|
| $0,6K_{cr}$                          | $\frac{2,0}{P_{cr}}$                                    | $0,125P_{cr}$   |
| $K_p = 0,6 \cdot 363$<br>$K_p = 218$ | $K_i = 2,0/29 \text{ rps}$<br>$K_i = 0,067 \text{ rps}$ | $T_d = 0,125 \cdot 29 \text{ s}$<br>$T_d = 3,625 \text{ s}$ |

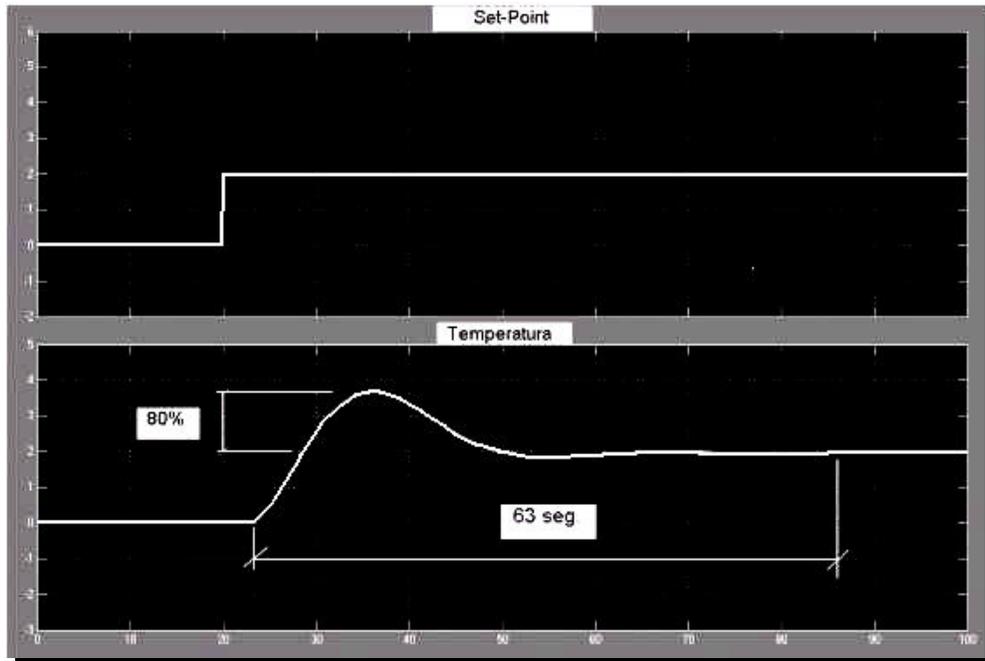


Figura 5.9 - Reação do controle com  $K_p = 218$ ,  $K_i = 0,067$ rps e  $T_d = 3,625$  seg. através do *Simulink*.

Para obter-se como critério de qualidade um sobre-sinal de 25% e um tempo mínimo de acomodação após o desvio em degrau da variável de 2 °C, foi necessária uma sintonia fina alterando-se, no *Simulink*, os valores das ações proporcional, integral e derivativa. Encontrou-se, então, os valores ótimos do controle,  $K_p = 150$ ,  $K_i = 0,02$  repetições por segundo e  $T_d = 2,3$  segundos apresentando resposta transitória satisfatória, como mostra a Figura 5.10.

O desempenho poderia também ser analisado em função do tempo de subida ou do tempo de pico, mas optou-se pela razão de decaimento de 25% como já citado anteriormente.

Como uma das principais utilidades do método empregado é a sua aplicação quando não se conhece as características dinâmicas e estáticas do processo, o tempo utilizado na otimização do controle seria demasiadamente longo, principalmente nos processos que reagem lentamente, como é o caso do controle de temperatura. Foram, desse modo, utilizados os valores ótimos do ajuste do controle obtidos no software de simulação para a sintonia final, ajustando-se o controlador digital no processo real.

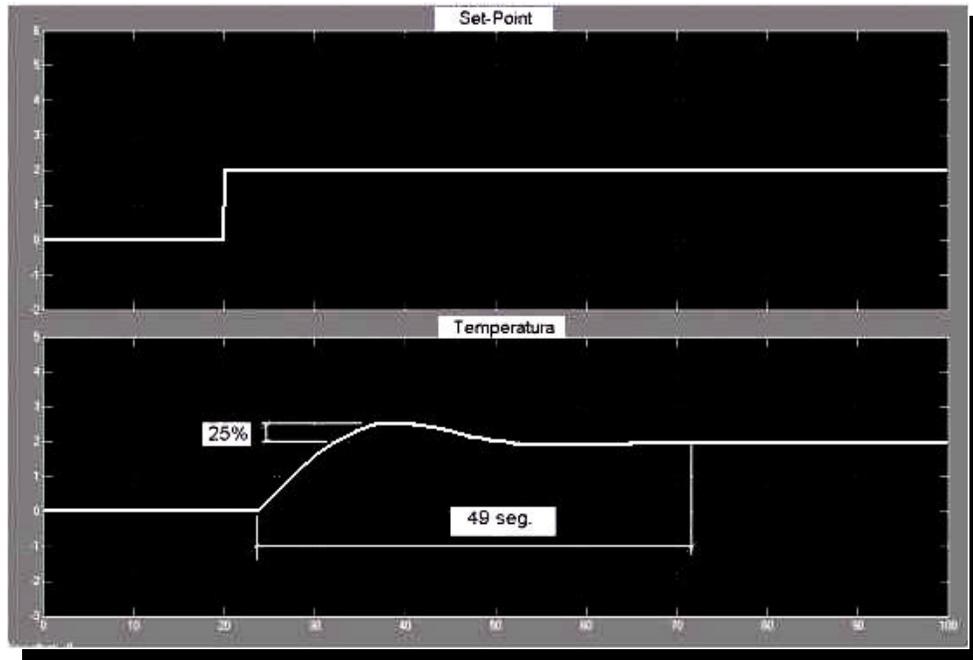


Figura 5.10 – Reação do controle após sintonia fina com  $K_p = 150$ ,  $K_i = 0,02\text{rps}$  e  $T_d = 2,3$  seg. através do *Simulink*.

Observou-se sensível melhora no desempenho do controle comparando-se ao ajuste aplicado na fase de testes como mostra a Figura 5.11, obtendo-se um sobre-sinal inicial de 40 % e um tempo de acomodação de 90 segundos.

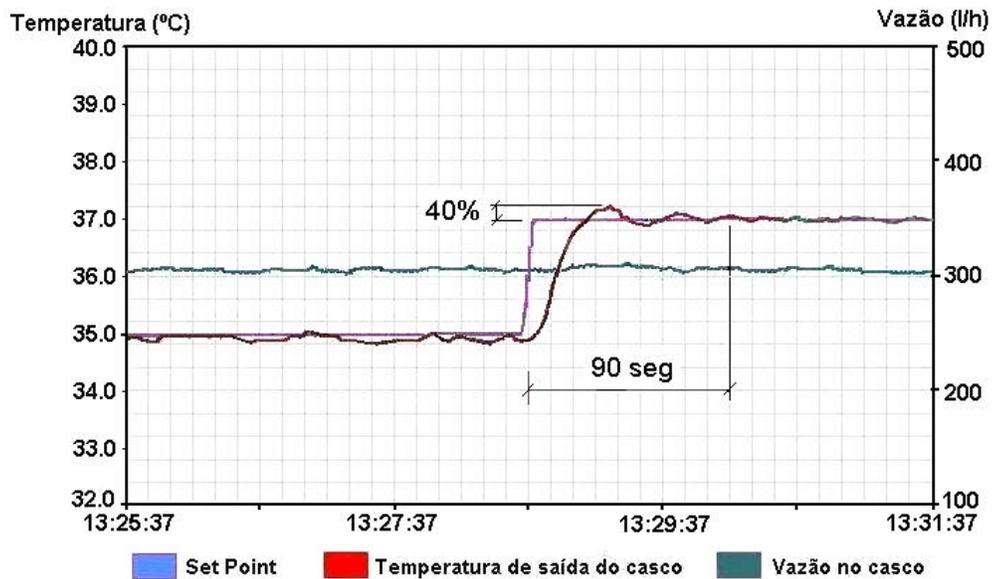


Figura 5.11 - Sintonia fina no controlador digital com os valores obtidos no software de simulação ( $K_p = 150$ ,  $K_i = 0,02\text{rps}$  e  $T_d = 2,3$  seg.).

### 5.2.6. Resposta a um distúrbio.

Com os valores obtidos no processo de otimização, foi também possível observar a resposta do sistema de controle a um distúrbio inicialmente através do *Simulink*, com a edição do diagrama de blocos da Figura 5.12.

Durante a simulação, o valor do set-point foi mantido constante, sendo aplicado um degrau de 20% à entrada de distúrbio, obtendo-se no registro gráfico da Figura 5.13 a resposta favorável de estabilidade na variável controlada. Observa-se inicialmente o desvio de 0,8 °C provocado pela perturbação, com a posterior acomodação da variável em aproximadamente 90 segundos.

O mesmo teste foi aplicado ao sistema real mantendo-se o set-point em 37 °C e os mesmos valores dos parâmetros *PID* obtidos pela otimização. Foi provocado um distúrbio na vazão no lado do casco de aproximadamente 100 l/h na ascendente e descendente, obtendo-se como resposta um desvio de 0,8 °C e 1°C e a estabilidade da variável controlada com um tempo de acomodação aproximado de 80 segundos, como mostra a Figura 5.14.

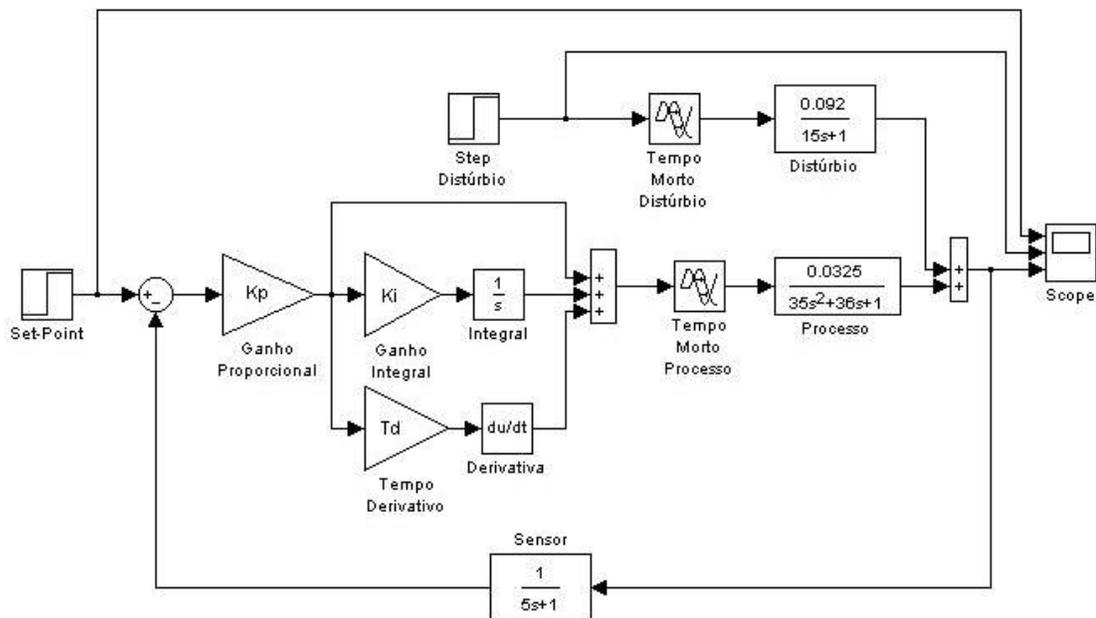


Figura 5.12 - Esquema de simulação de distúrbio com o *Simulink*.

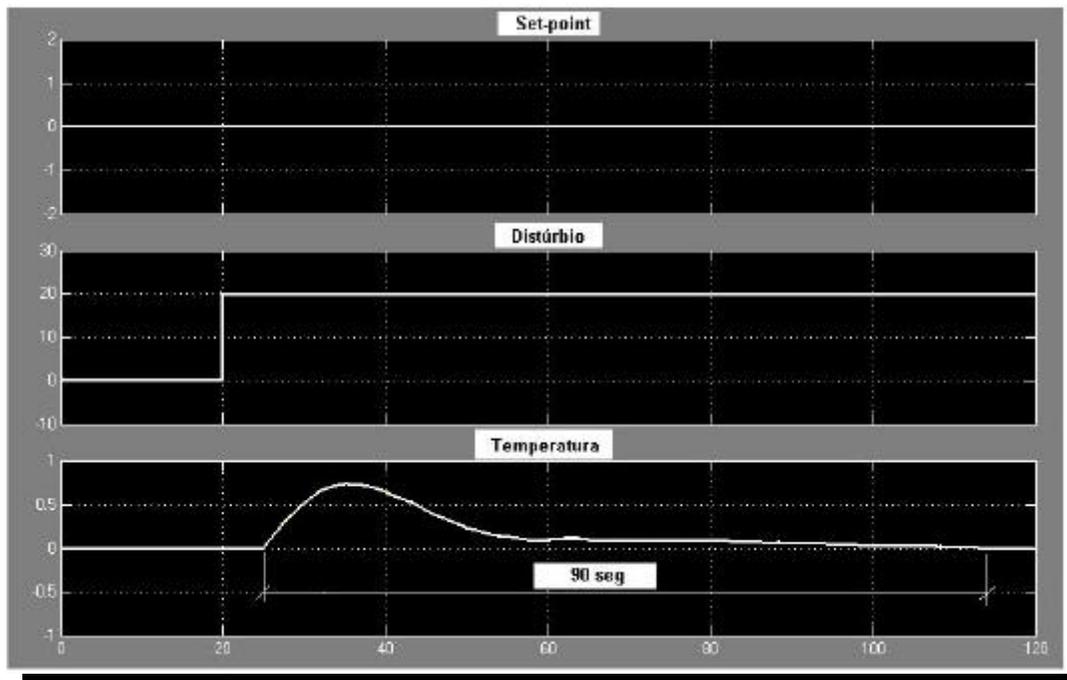


Figura 5.13 - Reação do controle após distúrbio em degrau com o *Simulink*.

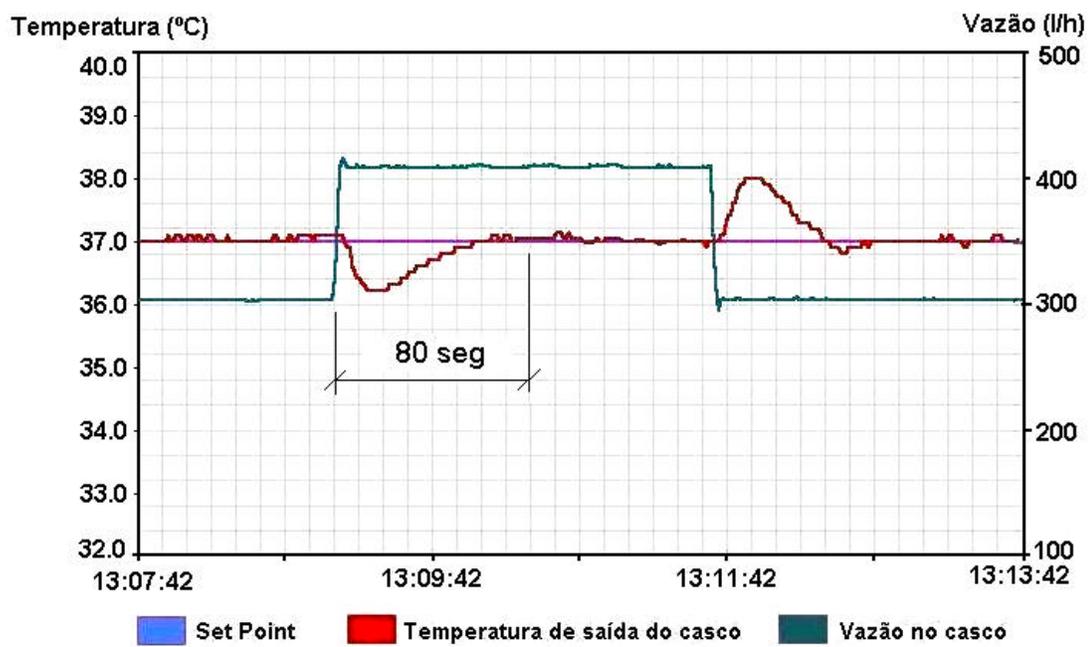


Figura 5.14 - Resposta do sistema a um distúrbio após ajuste do controle.

### **5.3 Discussões e Considerações.**

Após todos os testes e ensaios previstos, foi possível observar a aproximação e os desvios entre resultados teóricos e práticos referentes ao trocador de calor, assim como os efeitos produzidos pelas vazões dos fluidos de trabalho sobre as temperaturas e formas de configuração de fluxo.

Quanto ao sistema de controle, foi utilizado como teste um dos métodos clássicos para sintonia, mostrando-se eficaz e demonstrando também a necessidade do conhecimento teórico do comportamento das ações de controle para eventual sintonia fina. O software de simulação demonstrou, através dos resultados, ser excelente ferramenta no presente estudo, abreviando tempos demasiados de otimização principalmente em sistemas de reação lenta como os sistemas térmicos.

#### **5.3.1. Trocador de Calor**

##### **Diferença de temperaturas entre entrada e saída do fluido:**

Através dos resultados obtidos e representados graficamente na Figura 4.3 observou-se a variação da diferença de temperaturas entre entrada e saída do fluido no casco e também nos tubos, mantendo-se a vazão no casco em 300 l/h e variando-se a vazão nos tubos entre 200 e 950 l/h. Verificou-se maior diferença de temperatura para o escoamento contracorrente, evidenciando maior troca de calor.

Fixando-se a vazão no casco em 400 l/h, observou-se valores menores nas diferenças de temperaturas em relação à vazão de 300 l/h, mas também maior diferença de temperatura para o escoamento contracorrente, como mostrado na Figura 4.4. Em ambos os casos, observa-se nitidamente o aumento da diferença de temperatura no casco e a diminuição da diferença de temperaturas nos tubos.

##### **Média logarítmica da diferença das temperaturas:**

O gradiente de calor trocado representado pela média logarítmica da diferença das temperaturas entre o casco e os tubos também foi observado graficamente, baseado nos resultados obtidos. Na Figura 4.5, com a vazão no casco fixada em 300 l/h, observou-se valores menores para o escoamento contracorrente, também evidenciando

maior troca de calor. Com a vazão no casco fixada em 400 l/h observou-se valores maiores em ambos escoamentos, em relação à vazão de 300 l/h.

**Fluxo de calor:**

A variação do fluxo de calor em função da vazão nos tubos também foi observada graficamente. Na Figura 4.7, com a vazão no casco fixada em 300 l/h, observou-se também maior fluxo de calor para o escoamento contracorrente, sendo maior ainda com o aumento da vazão no casco, como mostrado na figura 4.8.

**Coefficiente global de transferência de calor:**

Observou-se, através dos dados obtidos, a variação do coeficiente global de transferência de calor com o aumento da vazão do fluido quente nos escoamentos concorrente e contracorrente.

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor desenvolvido e demonstrado no item 5.1.2 revelou valores bem próximos entre os escoamentos concorrente e contracorrente para uma determinada condição de operação. Foi obtido o valor de 856,8 W/m<sup>2</sup>.K para o escoamento concorrente e 860,5 W/m<sup>2</sup>.K para o escoamento contracorrente. Da mesma forma, foi possível constatar a aproximação dos resultados a partir das medições efetuadas no item 4.1, obtendo-se 887,3 W/m<sup>2</sup>.K e 918,8 W/m<sup>2</sup>.K para o escoamento contracorrente. A aproximação dos valores nos escoamentos concorrente e contracorrente, tanto nos cálculos como nas medições, pode ser justificado pelas dimensões reduzidas do trocador e conseqüentemente pela área de troca térmica.

Como os valores apresentados na fase de simulação e testes foram obtidos com a condição ainda limpa das paredes interna e externa dos tubos, não foi considerado, para efeito de comparação, o fator de incrustação. Observou-se nos cálculos a forte influência da incrustação para o coeficiente global de transferência de calor em ambos os escoamentos com os valores 680,2 W/m<sup>2</sup>.K para o escoamento concorrente e 682,9 W/m<sup>2</sup>.K para o escoamento contracorrente, representando perdas de calor de aproximadamente 20%.

### **5.3.2. Sistema de controle.**

#### **Ganho estático do trocador de calor:**

Observou-se para o escoamento 1-2 um ganho estático do trocador de calor superior ao escoamento 1-1 para as mesmas condições de escoamento, favorecendo o rendimento do trocador de calor. Para a sintonia do controlador, esse aumento deve ser compensado através da ação proporcional na mudança de escoamento. Os valores baixos para ambos escoamentos indicam a necessidade de uma compensação no ganho do controlador para obtenção de ajustes satisfatórios.

#### **Tempo morto do trocador de calor:**

Para ambos os escoamentos observou-se o mesmo tempo de atraso, não oferecendo influência sobre a velocidade de correção produzida pela ação integral e pelo efeito antecipatório oferecido pela ação derivativa na mudança de escoamento.

#### **Otimização do controle:**

Os resultados obtidos pela utilização do método de sintonia de Ziegler-Nichols mostraram-se satisfatórios, pois foi adotado o decaimento sucessivo da variável de 25% como critério de estabilidade sendo conseguidos após ajuste fino da sintonia. Caso as oscilações da variável fossem intoleráveis, poderia ser adotado como critério de estabilidade uma resposta transitória amortecida suficientemente rápida. Considerando-se que os valores tabelados utilizados são tomados a partir de diversos processos ensaiados, obteve-se inicialmente um sobre-sinal de 60% com tempo de acomodação de aproximadamente 140 segundos que é aceitável como resultado inicial.

A utilização do software de simulação facilitou a otimização a partir do conhecimento das características estáticas e dinâmicas do trocador de calor e sistema de controle em malha fechada. Nos processos de reação lenta, como no caso do controle de temperatura de trocadores de calor, o tempo utilizado para obter-se a sintonia ideal seria demasiadamente longo, inviabilizando em muitos casos a sintonia por tentativa sistemática ou até mesmo uma sintonia fina como complemento para os métodos clássicos de sintonia de controladores, como foi o caso particular do processo ensaiado.

Os valores ótimos para as ações de controle obtidos a partir do *Simulink* produzindo um sobre-sinal de 25% e um tempo de acomodação de 40 segundos foram aplicados ao processo real, obtendo-se um sobre-sinal de 40% e um tempo de acomodação de 90 segundos. As diferenças de resultados obtidos para os valores de  $K_p$ ,  $K_i$  e  $T_d$ , mostradas nas Tabelas 4.9 e 5.4 são justificadas por diversos fatores, como as incertezas da instrumentação, da infidelidade dos valores das ações de controle oferecidos pelo controlador, pela implementação do algoritmo PID do controlador, por perdas de calor na isolação térmica e por distúrbios como oscilação natural da temperatura de entrada do fluido aquecedor de aproximadamente 1 °C. A instalação de pré-aquecimento no circuito de recirculação auxiliaria a recuperação de calor e a qualidade do controle de temperatura.

#### **Recuperação da variável controlada frente a um distúrbio:**

Observou-se uma recuperação satisfatória após um transitório provocado por um distúrbio em degrau na vazão no lado do casco de aproximadamente 100 litros/hora com a eliminação do *off-set* em aproximadamente 80 segundos, revelando a boa controlabilidade do sistema.

## 6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

As facilidades oferecidas pelo sistema, assim como os resultados obtidos nos ensaios em relação aos valores esperados foram plenamente satisfatórios, pois o principal objetivo da bancada de testes era usar o poder da simulação real na demonstração da aproximação de valores teóricos aos práticos fundamentados sob as leis e conceitos aplicados ao sistema térmico e de controle.

No estudo do trocador de calor, a obtenção do coeficiente global de transferência de calor, a influência da natureza das correntes de fluido e das vazões nas temperaturas, foram obtidas com sucesso pelas facilidades oferecidas pelo sistema através do sensoramento, instrumentação instalada, sistema de seleção do circuito de circulação por válvulas manuais, além dos recursos flexíveis do sistema supervisorio, possibilitando a monitoração gráfica em tempo real das temperaturas e vazões.

Apesar das dimensões reduzidas do equipamento, limitando as vazões e temperaturas de operação e também das incertezas provenientes das medições, observou-se a eficiência da bancada de testes na simulação, apresentando pequenos desvios considerados toleráveis para efeito de estudo. Os pequenos desvios entre valores obtidos no cálculo do coeficiente global de transferência de calor e valores práticos são atribuídos a fatores como a velocidade de escoamento irregular no casco influenciada pelas chicanas e conseqüentemente pelo seu valor inexato, ou pela utilização das equações na determinação do número de Nusselt, considerando que os escoamentos se apresentaram bem próximos ao regime laminar.

A utilização de diferentes técnicas de controle, uma delas para o controle de temperatura do fluido quente através do acionamento de relé de estado sólido, e a outra da temperatura de saída do trocador de calor manipulando a vazão de fluido quente, facilitou o entendimento dos conceitos fundamentais de sistemas de controle em malha fechada aplicados a sistemas térmicos. Assim, o estudo do comportamento dinâmico do sistema de controle da temperatura também foi favorecido pelos recursos da bancada.

Mesmo com a presença dos algoritmos de *auto-sintonia* em diversos controladores digitais industriais, não é rara a necessidade do conhecimento prático da sintonia do controle principalmente em casos críticos, onde ajustes finais se tornam ainda necessários. Por essa razão, escolheu-se um método clássico de sintonia como o

de Ziegler-Nichols para as simulações. Os resultados apresentados foram satisfatórios apesar dos desvios, considerando que os valores sugeridos pelo método são produtos de testes em inúmeros processos. O processo de otimização sempre necessitará de ajustes finos para uma melhor qualidade no controle como na maioria dos modelamentos matemáticos, e isso também ficou evidente na utilização do software de simulação.

A utilização do inversor de frequência como elemento final de controle mostrou-se eficiente para o sistema, produzindo resposta rápida de atuação e contribuindo para a qualidade do controle além da facilidade de configuração e parametrização.

A conclusão dos testes e simulações do sistema revela uma ampla perspectiva para a utilização da bancada de testes, sendo possível estimar os inúmeros ensaios relacionados à proposta inicial do trabalho explorando todo o potencial do equipamento, sugerindo trabalhos futuros.

Na análise térmica do trocador de calor, os desvios nos cálculos obtidos poderão ser justificados sob a fundamentação da avaliação das incertezas considerando as grandezas: resolução e exatidão do sensor padrão e sensores do processo. Os mesmos procedimentos de avaliação poderão ser observados para o instrumento receptor do sinal e do gerador de sinal padrão para calibração. A partir dessa avaliação poderá ser feita a combinação das incertezas considerando também fatores de abrangência nos resultados.

O estudo do calor dissipado e da *efetividade* poderá ser feito relacionando a taxa de transferência de calor e perdas com o trocador de calor já dimensionado. Também o cálculo e estudo comparativo da perda de carga são possíveis pela facilidade de instalação de medidores de pressão na entrada e saída do casco e tubos.

Devido ao alto grau de incerteza e também de impacto sobre os cálculos do coeficiente global de transferência de calor, o fator de incrustação também pode ser objeto de estudo através de monitoração periódica da taxa de transferência de calor, projetando períodos de limpeza e manutenção, e também no cálculo de energia desperdiçada, representada por prejuízos financeiros.

A análise dos trocadores de múltiplos passes também pode ser realizada, pois o circuito de circulação dos fluidos permite que o trocador de calor seja configurado para um passe no casco e dois passes nos tubos através das válvulas manuais de seleção.

Assim, o mesmo estudo e cálculo apresentado nesse trabalho poderá ser utilizado aplicando-se as correções típicas para trocadores de múltiplos passes, comparando valores teóricos aos práticos.

Em relação ao sistema de controle, diversos ensaios são também possíveis com pequenas alterações na instalação. Como citado no desenvolvimento do trabalho, a válvula de controle nas aplicações industriais é o principal elemento final de atuação, sendo ultimamente substituída em diversos casos pelos inversores de frequência. Com a instalação de uma válvula de controle é possível um estudo comparativo com o inversor de frequência focalizando a perda de carga, energia dissipada e custos.

Como o controle de temperatura utilizado apresenta naturalmente uma certa inércia térmica, pois a correção somente é realizada após a variação da temperatura na saída do trocador, pode-se configurar um *controle em cascata* através de um controlador digital *multivariável* e corrigir antecipadamente a temperatura de saída em função de distúrbios provocados pela vazão no lado do casco, comparando assim a eficiência com o controle convencional.

Na análise de estabilidade do sistema de controle, outros métodos podem ser utilizados, como os diagramas de Bode e Nyquist no domínio da frequência ou através de métodos matemáticos clássicos, como as equações de estado. O sistema permite o levantamento da função de transferência de cada elemento baseado em suas características estáticas e dinâmicas, e com a ajuda do software de simulação pode-se comparar os resultados práticos com os teóricos.

Os benefícios do sistema desenvolvido na consolidação teórica dos fundamentos envolvidos são inúmeros, devido ao elevado grau de motivação ao manusear um sistema com características de um processo real, apesar do custo global dos equipamentos utilizados e das poderosas ferramentas de software existentes e utilizadas hoje em dia pela engenharia na simulação de processos.

Foi com essa expectativa que o trabalho foi desenvolvido, com a certeza da contribuição para o ensino acadêmico e o enriquecimento da formação. Também a aproximação de duas áreas tradicionalmente distintas por suas disciplinas, a transferência de calor e o controle automático, é favorecida, evidenciando a ampliação das margens de conhecimento.

## APÊNDICE A

### A - Propriedades termofísicas da água.

| Temperatura, $T$ |       | Calor<br>Específico, $c_p$<br>[J/kg . K] | Massa<br>Específica, $\rho$<br>[kg/m <sup>3</sup> ] | Viscosidade<br>Cinemática, $\nu$<br>[ m <sup>2</sup> /s] | Condutividade<br>Térmica, $k$<br>[W/m . K] |
|------------------|-------|--|---|--|--|
| [K]              | [°C]  |  |   |  |  |
| 273,15           | 0,001 | 4220                                     | 999,8   | $17,91 \cdot 10^{-7}$                                    | 0,5610                                     |
| 275              | 2     | 4214                                     | 999,9   | $16,82 \cdot 10^{-7}$                                    | 0,5645                                     |
| 280              | 7     | 4201                                     | 999,9   | $14,34 \cdot 10^{-7}$                                    | 0,5740                                     |
| 285              | 12    | 4193                                     | 999,5   | $12,40 \cdot 10^{-7}$                                    | 0,5835                                     |
| 290              | 17    | 4187                                     | 999,8   | $10,85 \cdot 10^{-7}$                                    | 0,5927                                     |
| 295              | 22    | 4183                                     | 997,8   | $9,600 \cdot 10^{-7}$                                    | 0,6017                                     |
| 300              | 27    | 4181                                     | 996,5   | $8,568 \cdot 10^{-7}$                                    | 0,6103                                     |
| 305              | 32    | 4180                                     | 995,0   | $7,708 \cdot 10^{-7}$                                    | 0,6184                                     |
| 310              | 37    | 4179                                     | 993,3   | $6,982 \cdot 10^{-7}$                                    | 0,6260                                     |
| 320              | 47    | 4181                                     | 989,3   | $5,832 \cdot 10^{-7}$                                    | 0,6393                                     |
| 340              | 67    | 4189                                     | 979,5   | $4,308 \cdot 10^{-7}$                                    | 0,6605                                     |
| 360              | 87    | 4202                                     | 967,4   | $3,371 \cdot 10^{-7}$                                    | 0,6737                                     |
| 373,15           | 100   | 4216                                     | 958,3   | $2,940 \cdot 10^{-7}$                                    | 0,6791                                     |

Fonte: LIENHARD (2000).

**APÊNDICE B**

B - Condutividade térmica do cobre.

| Temperatura,<br>$T$ [°C] | $k$ [W/m . K] |
|--------------------------|---------------|
| -170                     | 483           |
| -100                     | 420           |
| 0                        | 401           |
| 100                      | 391           |
| 200                      | 389           |
| 300                      | 384           |
| 400                      | 378           |

Fonte: LIENHARD (2000).

**APÊNDICE C**

C - Fatores de incrustação.

| Fluido  | $F$ [m <sup>2</sup> . K/W] |
|---|----------------------------|
| Água do mar e água de alimentação de caldeira tratada (abaixo de 50 °C) | 0,0001                     |
| Água do mar e água de alimentação de caldeira tratada (acima de 50 °C)  | 0,0002                     |
| Água de rio (acima de 50 °C)  | 0,0002 – 0,0001            |
| Óleo combustível  | 0,0009                     |
| Líquidos refrigerantes  | 0,0002                     |
| Vapor d'água (isento de óleo)   | 0,0001                     |

Fonte: INCROPERA (1998).

## APÊNDICE D

### D - Letras de identificação da simbologia de instrumentação.

|   | Primeira letra                |                           | Letras subseqüentes             |   |                  |
|---|-------------------------------|---------------------------|---------------------------------|---|------------------|
|   | Variável medida ou inicial    | Modificadora              | Função de informação ou passiva | Função final                                | Modificadora     |
| A | Analizador                    | -                         | Alarme                          | -   | -                |
| B | Chama de queimador            | -                         | Indefinida                      | Indefinida                                  | Indefinida       |
| C | Condutividade elétrica        | -                         | -                               | Controlador                                 | -                |
| D | Densidade ou massa específica | Diferencial               | -                               | -   | -                |
| E | Tensão elétrica               | -                         | Elemento Primário               | -   | -                |
| F | Vazão                         | Razão (fração)            | -                               | -   | -                |
| G | Medida                        | -                         | Visor                           | -   | -                |
| H | Comando Manual                | -                         | -                               | -   | Alto             |
| I | Corrente elétrica             | -                         | Indicador                       | -   | -                |
| J | Potência                      | Varredura                 | -                               | -   | -                |
| L | Nível                         | -                         | Lâmpada piloto                  | -   | Baixo            |
| M | Umidade                       | -                         | -                               | -   | Médio            |
| N | Indefinida                    | -                         | Indefinida                      | Indefinida                                  | Indefinida       |
| O | Indefinida                    | -                         | Orifício de restrição           | -   | -                |
| P | Pressão ou vácuo              | -                         | Ponto de teste                  | -   | -                |
| Q | Quantidade ou evento          | Integrador ou totalizador | -                               | -   | -                |
| R | Radioatividade                | -                         | Registrador                     | -   | -                |
| S | Velocidade ou frequência      | Segurança                 | -                               | Chave                                       | -                |
| T | Temperatura                   | -                         | -                               | Transmissor                                 | -                |
| U | Multivariável                 | -                         | Multifunção                     | Multifunção                                 | Multifunção      |
| V | Viscosidade                   | -                         | -                               | Válvula                                     | -                |
| W | Peso ou força                 | -                         | Poço                            | -   | -                |
| X | Não classificada              | -                         | Não classificada                | Não classificada                            | Não classificada |
| Y | Indefinida                    | -                         | -                               | Relé ou conversor                           | -                |
| Z | Posição                       | -                         | -                               | Elemento final de controle não classificado | -                |

Fontes: Norma ABNT- NBR 8190 e ISA- S5.1

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. Simbologia de instrumentação, NBR 8190. Rio de Janeiro, 1983. 58p.
- BOLTON, W. Engenharia de controle. Tradução de Valceres Vieira Rocha e Silva. São Paulo, Makron Books do Brasil Editora Ltda., 1993. 497p.
- BUCKLEY, Page S. Techniques of process control. 2.ed. New York, Robert E. Krieger Publishing Co., 1979. 303 p.
- CARVALHO, J. L. Martins. Sistemas de controle automático. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2000. 391p.
- CLAIR, David W.St. The PID algorithm. 2000. Disponível em:  
<<http://newton.ex.ac.uk/teaching/CDHW/Feedback/Setup-PID.html>>.  
Acesso em: 13 de março de 2001.
- COOPER, Doug. Control station. Disponível em: <<http://www.controlstation.com/>>.  
Acesso em: 5 de maio de 2001.
- DELMÉE, Gerard J. Manual de medição de vazão. 2.ed. São Paulo, Editora Edgard Blucher Ltda., 1983. 473p.
- DORF, Richard C.; BISHOP, Robert H. Modern control systems. 9.ed. New Jersey, Prentice-Hall, Inc., 2000. 831p.
- EL-KHATIB, Omar. Controle automático. Petrobrás, REPLAN. 1978.
- FILHO, Washington Braga. Trocadores de calor. Disponível em:  
<<http://venus.rdc.puc-rio.br/wbraga/transcal>>.  
Acesso em: 17 de abril de 2001.

- FOX, Robert W.; McDONALD, Alan T. Introdução à mecânica dos fluidos. Tradução de Alexandre Matos de Souza Neto. 4.ed. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1998. 662p.
- GARCIA, Cláudio. Modelagem e simulação de processos industriais e de sistemas eletromecânicos. São Paulo, Editora da Universidade de São Paulo, 1997. 458p.
- INCROPERA, Frank P.; DE WITT, David P. Fundamentos de transferência de calor e de massa. Tradução de Sérgio Stamile Soares. 4.ed. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1998. 494p.
- INSTRUMENT SOCIETY OF AMERICA. Applications of heat exchanger control. North Carolina: Industrial Training Corporation, 1989. 1 Videocassete (27 min), VHS. Instrumentation Video Series.
- INSTRUMENT SOCIETY OF AMERICA. Instrumentation symbols and identification, ISA-S5.1. North Carolina, 1992. 64p.
- JOHNSON, Curtis D. Process control instrumentation technology. 6.ed. Prentice Hall, 1999. 678p.
- JÚNIOR, José Roberto Caon. Controladores PID industriais com sintonia automática por realimentação a relê. São Carlos, 1999. 118p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongtan. Heat exchangers: selection, rating and thermal design. CRC Press, 1997. 448p.
- KERN, Donald Q. Processos de transmissão de calor. Tradução de Adir M. Luiz. Rio de Janeiro, Editora Guanabara Koogan S.A., 1980. 671p.
- KREITH, Frank. Princípios da transmissão de calor. 3.ed. Tradução de Eitaro Yamane, Otávio de Mattos Silveiras e Virgílio Rodrigues Lopes de Oliveira. São Paulo, Editora Edgard Blucher Ltda., 1977. 550p.
- LIENHARD, John H. A heat transfer textbook. 3.ed. J.H.Lienhard V, 2000. 679p.

- LUYBEN, William L. Process modeling, simulation and control for chemical engineers. 2.ed. McGraw-Hill, 1990. 725p.
- MAGRAB, Edward B. et al. An engineer's guide to Matlab®. New Jersey, Prentice-Hall, Inc., 2000. 694p.
- OGATA, Katsuhiko. Engenharia de controle moderno. Tradução de Bernardo Severo. 3.ed. Rio de Janeiro, Prentice-Hall do Brasil, 1998. 813p.
- OGATA, Katsuhiko. Solução de problemas de engenharia de controle com Matlab®. Tradução de Nery Machado Filho. Rio de Janeiro, Prentice-Hall do Brasil, 1997. 327p.
- OZISIK, Necati M. Transferência de calor: um texto básico. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.,1990. 622p.
- PALM, William J. Modeling, analysis and control of dynamic systems. 2.ed. New York, John Wiley & Sons Inc., 2000. 853p.
- PERRY, Robert H.; GREEN, Don W.; MALONEY, James O. Perry's chemical engineer's handbook. 7.ed. McGraw-Hill, 1997.
- PHILLIPS, Charles L.; HARBOR, Royce D. Sistemas de controle e realimentação. Tradução de Luiz Fernando Ricardo. 2.ed. São Paulo, Makron Books do Brasil Editora Ltda., 1997. 558p.
- ROCCHICCIOLI, Carlos. Trocadores de Calor: Projeto e Especificação. Departamento de Energia do ITA, 1970. 153p.
- SHINSKEY, F. G. Process control systems. 2.ed. Mc Graw Hill Inc., 1979. 349p.
- SILVARES, Otávio de Mattos; LOPES, Oswaldo Guillen. Determinação teórica experimental do coeficiente global de transferência de calor. X CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, Rio de Janeiro. Anais...Rio de Janeiro: ABCM, 1988. p.449.

SPITZER, David William. Variable speed drives: principles and applications for energy cost savings. 2.ed. North Carolina, Instrument Society of America, 1990. 201p.

TAKAHASHI, Yasundo; RABINS, Michael J.; AUSLANDER, David M. Control and dynamic systems. 2.ed. Addison-Wesley Publishing Company, 1972. 800p.

TYRÉUS, Bjorn D.; MAHONEY, Donald P. Applications of dynamic simulation.

Disponível em:

<<http://www.hyprotech.com/support/papers/default.asp?menuchoice=su3>>.

Acesso em: 20 de junho de 2001.

WILLIAMS, Charles D.H. Feedback and temperature control. Disponível em:

<<http://newton.ex.ac.uk/teaching/CDHW/Feedback/#Preface>>.

Acesso em: 13 de março de 2001.