



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA**  
**CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA**



**DINÂMICA E CONTROLE DE REDES DE TROCADORES DE CALOR**

**AUTOR: VINÍCIUS LARA SOUSA**

Uberlândia – MG  
2019



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA**  
**CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA**



## DINÂMICA E CONTROLE DE REDES DE TROCADORES DE CALOR

Vinícius Lara Sousa

Monografia de graduação apresentada à Universidade Federal de Uberlândia como parte dos requisitos necessários para a aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso do curso de Engenharia Química.

Uberlândia – MG  
2019


**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA**

Faculdade de Engenharia Química

 Av. João Naves de Ávila, 2121, Bloco 1K - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-MG, CEP 38400-902  
 Telefone: (34) 3239-4285 - secdireq@feq.ufu.br - www.feq.ufu.br

**ATA DE DEFESA - GRADUAÇÃO**

Curso de Graduação em:	Engenharia Química				
Defesa de:	Trabalho de Conclusão de Curso - FEQUI31033 (Turma A11)				
Data:	15/01/2020	Hora de início:	9h00	Hora de encerramento:	10h00
Matrícula do Discente:	11511EQU037				
Nome do Discente:	VINÍCIUS LARA SOUSA				
Título do Trabalho:	DINÂMICA E CONTROLE DE REDES DE TROCADORES DE CALOR				

A defesa do Trabalho de Conclusão de Curso ocorreu na plataforma da RNP e a Banca Examinadora assim composta: Eng. Rafael Yuri Medeiros Barbosa - PPGEQ/UFU; Prof. Dr. Rubens Gedraite - FEQUI/UFU; Prof. Dr. Luís Cláudio Oliveira Lopes - FEQUI/UFU orientador(a) do(a) candidato(a).

Iniciando os trabalhos, o(a) presidente da mesa, Prof. Dr. Luís Cláudio Oliveira Lopes, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato(a) e concedeu ao discente a palavra, para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do curso.

A seguir o senhor(a) presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos(às) examinadores(as), que passaram a arguir o(a) candidato(a). Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

**Aprovado(a). Nota: 91 (noventa e um).**

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **Luis Claudio Oliveira Lopes, Professor(a) do Magistério Superior**, em 15/01/2020, às 10:09, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Rubens Gedraite, Professor(a) do Magistério Superior**, em 15/01/2020, às 10:10, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

Documento assinado eletronicamente por **Rafael Yuri Medeiros Barbosa, Usuário Externo**, em 15/01/2020, às 10:12, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do



[Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015.](#)



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site

[https://www.sei.ufu.br/sei/controlador\\_externo.php?](https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0)

[acao=documento\\_conferir&id\\_orgao\\_acesso\\_externo=0](https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador **1811061** e o código CRC **949007DF**.

Referência: Processo nº 23117.002494/2020-15

SEI nº 1811061

## **AGRADECIMENTOS**

À minha família e amigos que me apoiaram e deram forças para concluir este trabalho, mesmo sacrificando parte do tempo que deveria passar com eles.

A todos os professores que me lecionaram durante a graduação, especialmente os mais rigorosos que fizeram com que eu extraísse o melhor de mim, me dedicando intensamente aos estudos.

Aos meus companheiros de república pelo respeito, compreensão e por me ouvirem quando precisei. Afinal muitas vezes basta sermos ouvidos para clarear o pensamento.

## SUMÁRIO

<b>Lista de Figuras .....</b>	<b>i</b>
<b>Resumo .....</b>	<b>ii</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>iii</b>
<b>CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1 – IMPORTÂNCIA DE UMA REDE DE TROCADORES DE CALOR .....	1
1.2 – IMPORTÂNCIA DO CONTROLE DE UMA REDE DE TROCADORES DE CALOR.....	2
1.3 – OBJETIVO .....	2
<b>CAPÍTULO 2 – ASPECTOS FUNDAMENTAIS .....</b>	<b>3</b>
2.1 – MODELAGEM DINÂMICA DO TROCADOR DE CALOR CASCO TUBO .....	3
2.2 – PROJETO DA REDE DE TROCADORES DE CALOR – MÉTODO <i>PINCH</i> .....	14
2.3 – CONTROLE PROPORCIONAL INTEGRAL .....	16
<b>CAPÍTULO 3 - ESTUDO DE CASO.....</b>	<b>16</b>
<b>CAPÍTULO 4 – REDE DE TROCADORES DE CALOR – RESULTADOS.....</b>	<b>17</b>
4.1 – PROJETO DA REDE DE TROCADORES DE CALOR PELO MÉTODO <i>PINCH</i> – REDE ESTÁTICA .....	17
4.2 – SIMULAÇÃO DINÂMICA DA REDE DE TROCADORES DE CALOR – EFEITO DE PERTURBAÇÕES.....	22
4.3 – CONTROLE PROPORCIONAL INTEGRAL DA REDE DE TROCADORES DE CALOR – CONTROLE FEEDBACK .....	28
<b>CAPÍTULO 5 – CONCLUSÕES .....</b>	<b>31</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>32</b>

## Lista de Figuras

Figura 1 - Fluxos de calor através do fluido que escoam pelo casco do trocador de calor. ....	3
Figura 2 - Diagrama de Blocos do modelo matemático para $T_s, c^*$ .....	7
Figura 3 - Fluxos de calor através do fluido que escoam pelos tubos do trocador de calor. ....	8
Figura 4 - Diagrama de Blocos do modelamento matemático de $T_s, t^*$ . ....	11
Figura 5 - Representação esquemática utilizada no cálculo do DTML contra corrente.....	12
Figura 6 - Diagrama de blocos que representa a função de transferência do trocador de calor casco tubo estudado. ....	13
Figura 7 - Representação das redes independentes e do loop.....	15
Figura 8 - Correntes antes da integração energética.....	17
Figura 9 - Requerimento mínimo de energia.....	18
Figura 10 - Diagrama de calor.....	18
Figura 11 - Rede de trocadores de calor completa. ....	20
Figura 12 - Rede de trocadores de calor após retirado TQ1.....	21
Figura 13 - Fluxograma da simulação. ....	22
Figura 14 - Características das correntes da simulação.....	23
Figura 15 - Fluxograma da simulação dinâmica. ....	23
Figura 16 - Indicação das temperaturas alteradas devido à simulação dinâmica. ....	24
Figura 17 - Simulação dinâmica rodando estável.....	25
Figura 18 - Simulação dinâmica com perturbação em CQ1.....	25
Figura 19 - Simulação dinâmica com perturbação em CF1. ....	26
Figura 20 - Simulação dinâmica com perturbação em CQ2.....	26
Figura 21 - Simulação dinâmica com perturbação em CF2. ....	27
Figura 22 - Gráfico da resposta da corrente quente 1.....	28
Figura 23 - Gráfico da resposta da corrente fria 1.....	29
Figura 24 - Gráfico da resposta da corrente quente 2.1.....	30
Figura 25 - Gráfico da resposta da corrente quente 2.1.....	30
Figura 26 - Gráfico da resposta da corrente fria 2.....	31

## Resumo

Um equipamento largamente utilizado em indústrias é o trocador de calor, que pode ser organizado de diferentes formas, com fluxos concorrentes ou contracorrentes, tubo duplo, tubo carcaça, placas e até mesmo associado com mais de um equipamento operando concomitantes e interligados. Com isso faz-se necessário o controle de tais associações, chamadas de redes de trocadores de calor, para garantir uma maior eficiência com menor consumo energético e de utilidades, além de satisfazer as especificações impostas. O estudo de caso apresenta um processo de reação seguido de separação com duas correntes a serem resfriadas e duas a serem aquecidas para a realização da integração energética. Para tal é proposto uma metodologia que parte da criação da rede de trocadores de calor visando o menor gasto de utilidades, passa por uma otimização a fim de reduzir o número de equipamentos, simulação dinâmica para avaliar o comportamento do modelo e conclui com a sintonia do controle *feedback* das temperaturas de saída das correntes que compõem a rede.

**Palavras-chave:** controle; redes de trocadores de calor; integração energética; processo.

## Abstract

A broadly used equipment in industries is the heat exchanger, which can be organized in different ways, with concurrent or countercurrent flows, double pipe, shell tube, plates and even associated with more than one equipment operating concomitant and interconnected. Thereby it is necessary the control of these associations, named heat exchanger networks, to ensure a great efficiency with less energetic and utilities consumption, in addition to meeting the imposed specifications. The case study shows a reaction process followed by separation with two currents to be cooled and two to be heated for achieving energy integration. For such a methodology is proposed that starts from the creation of the heat exchangers network aiming lower utilities consumption, goes through an optimization to reduce the numbers of equipment, dynamic simulation to evaluate the model behavior and concludes with feedback control tuning of the output temperatures of the currents that make up the network.

**Keywords:** control; heat exchangers network; energy integration; process.

## CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

### 1.1 – IMPORTÂNCIA DE UMA REDE DE TROCADORES DE CALOR

Plantas químicas são tradicionalmente grandes consumidoras de energia, uma vez que possuem equipamentos gigantescos que operam até mesmo 24 horas por dia. Com uma demanda energética elevada é de se esperar que a otimização dos processos visando maior eficiência e menor consumo é crucial, desde a fase de projeto até a ampliação, melhora ou mudança de processo.

Tendo isso em vista, um dos equipamentos com custo energético elevado e operação dispendiosa é o trocador de calor, especialmente em rede, onde o controle se faz altamente necessário para otimizar as temperaturas e correntes de aquecimento e resfriamento. Por esses motivos o controle de redes de trocadores de calor foi o assunto escolhido para essa monografia.

A integração energética de processos objetiva o aproveitamento do potencial térmico do processo, o que conduz à menor necessidade de utilidades exteriores, com conseqüente redução do consumo de combustíveis e da emissão de efluentes gasoso provenientes da combustão (SANTANA, 2012).

A conservação da energia industrial é um dos pontos mais importantes para a sustentabilidade do planeta. Práticas como reciclo ou recirculação de condensado em gerações de vapor e isolamentos térmicos são largamente utilizadas, enquanto que a integração energética em redes de trocadores de calor é estudada há mais de trinta anos e vem produzindo soluções com expressiva economia de energia (ANAPOLSKI e INDRUSIAK, 2015). Porém, em razão do alto custo computacional e relativo controle complexo envolvidos, essa prática não é muito difundida. A metodologia da integração energética consiste em integrar as transferências de calor entre os fluidos de todos os trocadores de calor e demais equipamentos de troca térmica, visando o menor consumo de utilidades que satisfaça as necessidades energéticas dos processos. Tal método é classificado em duas áreas de estudo, sendo a primeira realizada a partir de modelos matemáticos de programação linear e não linear e a segunda baseia-se em conceitos termodinâmicos somados às regras heurístico-evolutivas. Essa segunda vertente, que utiliza a termodinâmica em conjunto com a heurística levou ao desenvolvimento do método de síntese energética conhecido como estrangulamento térmico ou tecnologia *Pinch* (GUNDERSEN e NAESS, 1987).

## 1.2 – IMPORTÂNCIA DO CONTROLE DE UMA REDE DE TROCADORES DE CALOR

Outro aspecto importante a se analisar e pouco comentado nas indústrias é a controlabilidade do processo, ou seja, a facilidade de manter sobre controle determinada operação. As empresas visam sempre o lucro, obter mais com menos, não importando como isso será feito, e muitas vezes os responsáveis pelo controle tem a difícil tarefa de conseguir manter aquele procedimento ou equipamento operando nas condições almejadas pela companhia, sendo que aquela nem sempre é a condição ideal de funcionamento.

A controlabilidade não depende do controlador, mas do próprio processo, sendo modificada apenas por mudanças na operação, que envolvem o tamanho e tipo do equipamento, a localização dos sensores e atuadores, a adição de uma nova linha de processo como *by-pass* e redefinições dos objetivos de controle.

Uma rede de trocadores de calor deve possuir boa operabilidade, que é a capacidade de manter o estado estacionário quando há distúrbios no processo, e boa controlabilidade, que é a possibilidade de sair de um estado estacionário e ir para um novo, em um tempo finito (DELATORE et al., 2016). Assim sendo, plantas difíceis de se controlar são normalmente inflexíveis e não demonstram poder de rejeitar perturbações, fatores esses que podem levar a um custo operacional e de controle extra (OLIVEIRA et al., 2001).

## 1.3 – OBJETIVO

Este trabalho tem por objetivo descrever dinâmica em trocadores de calor, ou seja, a maneira como as vazões e temperaturas se comportam ao longo do tempo, implementar uma malha de redes de trocadores de calor (RTC) e realizar o controle dessa rede, de modo a garantir a operação segura do sistema ao passo de minimizar o consumo energético.

Para implementação da RTC será utilizada a metodologia *Pinch*, que consiste em projetar a rede tomando como partida o ponto de estrangulamento térmico, chamado de ponto *Pinch*, que é o ponto onde as temperaturas se cruzam.

Como objetivo específico da RTC escolhida destaca-se o aquecimento e resfriamento de correntes de um processo químico envolvendo um reator e uma coluna de destilação. Tais aparelhos são complexos, caros e tem uma zona ótima de atuação, com isso é imprescindível que as temperaturas estejam sob controle, tanto para que rendimento e produção sejam otimizados quanto para garantir a integridade do equipamento e segurança da operação.

## CAPÍTULO 2 – ASPECTOS FUNDAMENTAIS

### 2.1 – MODELAGEM DINÂMICA DO TROCADOR DE CALOR CASCO TUBO

O modelo matemático que descreve o comportamento dinâmico do trocador de calor é obtido através das equações de balanços globais de energia aplicados ao casco e à região interna dos tubos, além da equação de transporte de calor. Para tal foram adotadas algumas simplificações como: as propriedades de transporte de calor dos fluídos do casco e dos tubos não variam com a temperatura; não ocorrem mudança de fase nos fluidos considerados; o trocador de calor está isolado termicamente do meio, ou seja, não há troca térmica entre a parede do equipamento e o ambiente; as variações de energia cinética e potencial podem ser desprezadas (GARCIA, 2005).

A transferência de calor ocorre por convecção tanto no lado do casco quanto dos tubos e por condução na parede dos tubos. É assumido que o trocador de calor tem funcionamento adiabático e a mistura vapor de água mais água estará sempre no estado líquido.

A representação do processo de troca térmica para o fluido escoando no casco do trocador de calor é visto abaixo na Figura 1.

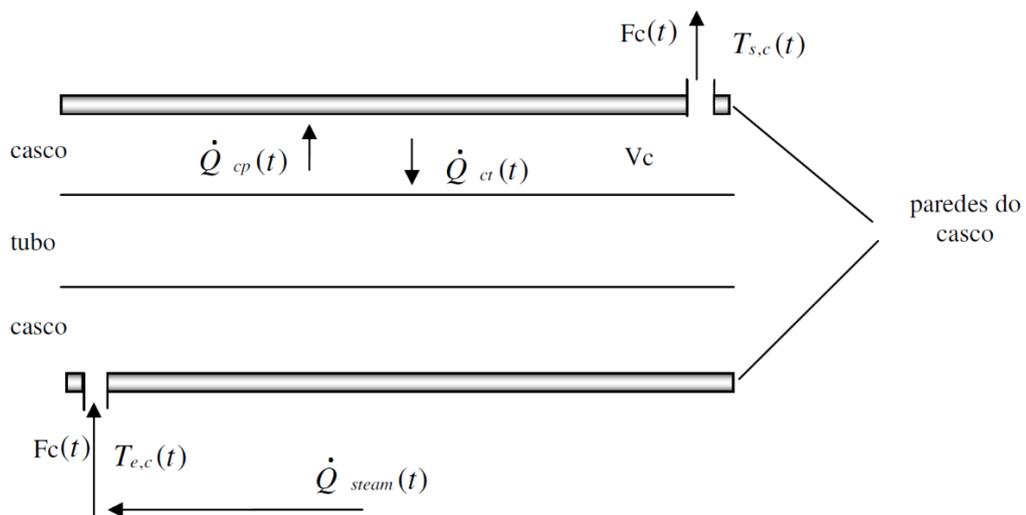


Figura 1 - Fluxos de calor através do fluido que escoo pelo casco do trocador de calor (FONTE: adaptado de Esteves, 2009).

O balanço global de energia para o volume de controle compreendido como o espaço entre a parede interna do trocador de calor e a parede externa dos tubos internos é apresentado pela equação 1.

$$\bar{\rho}_c \cdot F_c(t) \cdot \bar{c}_{pc} \cdot [T_{e,c}(t) - T_{s,c}(t)] - \dot{Q}_{ct}(t) + \dot{Q}_{steam}(t) = \bar{\rho}_c \cdot V_c \cdot \bar{c}_{pc} \cdot \frac{dT_{s,c}(t)}{dt} \quad (1)$$

No estado estacionário tem-se a equação 1a.

$$\bar{\rho}_c \cdot F_{c_{ss}} \cdot \bar{c}_{pc} \cdot [T_{e,c_{ss}} - T_{s,c_{ss}}] - \dot{Q}_{ct_{ss}} + \dot{Q}_{steam_{ss}} = 0 \quad (1a)$$

A equação 1 é não linear, o que dificulta a elaboração da malha de controle, com isso será realizada uma linearização em relação ao tempo.

Linearizando a equação 1 tem-se a equação 1b.

$$\begin{aligned} &\bar{\rho}_c \cdot F_{c_{ss}} \cdot \bar{c}_{pc} \cdot [T_{e,c_{ss}} - T_{s,c_{ss}}] - \dot{Q}_{ct_{ss}} + \dot{Q}_{steam_{ss}} + \bar{\rho}_c \cdot \bar{c}_{pc} \cdot [T_{e,c_{ss}} - T_{s,c_{ss}}] \cdot (F_c(t) - F_{c_{ss}}) + \\ &+ \bar{\rho}_c \cdot \bar{c}_{pc} \cdot F_{c_{ss}} \cdot [T_{e,c}(t) - T_{e,c_{ss}}] - \bar{\rho}_c \cdot \bar{c}_{pc} \cdot F_{c_{ss}} \cdot [T_{s,c}(t) - T_{s,c_{ss}}] - [\dot{Q}_{ct}(t) - \dot{Q}_{ct_{ss}}] + \\ &+ [\dot{Q}_{steam}(t) - \dot{Q}_{steam_{ss}}] = \bar{\rho}_c \cdot V_c \cdot \bar{c}_{pc} \cdot \frac{d[T_{s,c}(t) - T_{s,c_{ss}}]}{dt} \end{aligned} \quad (1b)$$

Subtraindo 1a de 1b tem-se a equação 1c, em termos de variáveis desvio.

$$\begin{aligned} &\bar{\rho}_c \cdot \bar{c}_{pc} \cdot [T_{e,c_{ss}} - T_{s,c_{ss}}] \cdot F_c^*(t) + \bar{\rho}_c \cdot \bar{c}_{pc} \cdot F_{c_{ss}} \cdot [T_{e,c}^*(t) - T_{s,c}^*(t)] - \dot{Q}_{ct}^*(t) + \dot{Q}_{steam}^*(t) = \\ &\bar{\rho}_c \cdot V_c \cdot \bar{c}_{pc} \cdot \frac{d[T_{s,c}(t) - T_{s,c_{ss}}]}{dt} \end{aligned} \quad (1c)$$

As variáveis desvio descrevem a magnitude do deslocamento do sistema do estado estacionário, além de, se o controlador for bem projetado, não permitirá que a variável de processo se afaste muito do *set point*.

Dividindo ambos os lados por  $\bar{\rho}_c \cdot F_{c_{ss}} \cdot \bar{c}_{pc}$  tem-se a equação 1d.

$$\frac{[T_{e,c_{ss}} - T_{s,c_{ss}}]}{F_{c_{ss}}} \cdot F_c^*(t) + T_{e,c}^*(t) - T_{s,c}^*(t) - \frac{\dot{Q}_{ct}^*(t)}{\bar{\rho}_c \cdot F_{c_{ss}} \cdot \bar{c}_{pc}} + \frac{\dot{Q}_{steam}^*(t)}{\bar{\rho}_c \cdot F_{c_{ss}} \cdot \bar{c}_{pc}} = \frac{V_c}{F_{c_{ss}}} \cdot \frac{dT_{s,c}^*(t)}{dt} \quad (1d)$$

O termo  $\left(\frac{V_c}{F_{c_{ss}}}\right)$  será chamado de  $T_c$ , ele representa a constante de tempo do processo para o comportamento dinâmico da temperatura do casco.

Um rearranjo da equação 1d gera a equação 2.

$$T_c \cdot \frac{dT_{s,c}^*(t)}{dt} + T_{s,c}^*(t) = T_{e,c}^*(t) + \frac{[T_{e,c_{ss}} - T_{s,c_{ss}}]}{F_{c_{ss}}} \cdot F_c^*(t) - \frac{\dot{Q}_{ct}^*(t)}{\bar{\rho}_c \cdot F_{c_{ss}} \cdot \bar{c}_{pc}} + \frac{\dot{Q}_{steam}^*(t)}{\bar{\rho}_c \cdot F_{c_{ss}} \cdot \bar{c}_{pc}} \quad (2)$$

Para analisar a dependência entre a temperatura de saída do fluido que escoo pelo casco ( $T_{s,c}^*$ ) e as demais variáveis são construídas as funções de transferência do processo, obtidas por par de variáveis. Função de transferência é a razão entre a transformada de Laplace da saída de um sistema e a transformada de Laplace da entrada deste sistema, ou seja, relaciona uma entrada com uma saída do sistema.

Começando por zerar  $F_c^*(t)$ ,  $\dot{Q}_{ct}^*(t)$  e  $\dot{Q}_{steam}^*(t)$ , para se obter a função de transferência que relaciona  $T_{s,c}^*$  e  $T_{e,c}^*$ , como apresentado na equação 3.

$$T_c \cdot \frac{dT_{s,c}^*(t)}{dt} + T_{s,c}^*(t) = T_{e,c}^*(t) \quad (3)$$

Aplicando a transformada de Laplace na equação 3 tem-se a equação 3a.

$$T_c \cdot s \cdot T_{s,c}^*(s) + T_{s,c}^*(s) = T_{e,c}^*(s) \quad (3a)$$

Reagrupando os termos da equação 3a resulta a equação 3b.

$$(T_c \cdot s + 1) \cdot T_{s,c}^*(s) = T_{e,c}^*(s) \quad (3b)$$

A fim de se obter a equação típica da função de transferência que relaciona a variação da temperatura de saída do fluido que escoo pelo casco do trocador de calor com a variação da temperatura à entrada do trocador, também pelo casco, a equação 3b é novamente reagrupada gerando a equação 4.

$$\frac{T_{s,c}^*(s)}{T_{e,c}^*(s)} = \frac{1}{(T_c \cdot s + 1)} \quad (4)$$

Avaliando  $T_{s,c}^*$  e  $\dot{Q}_{ct}^*$ , fazendo  $T_{e,c}^*(t) = 0$ ,  $F_c^*(t) = 0$  e  $\dot{Q}_{steam}^*(t) = 0$  chega-se na equação 5.

$$T_c \cdot \frac{dT_{s,c}^*(t)}{dt} + T_{s,c}^*(t) = -\frac{\dot{Q}_{ct}^*(t)}{\bar{\rho}_c \cdot F_{cSS} \cdot \bar{c}_{pc}} \quad (5)$$

Aplicando a transformada de Laplace na equação 5 tem-se a equação 5a.

$$T_c \cdot s \cdot T_{s,c}^*(s) + T_{s,c}^*(s) = -\frac{\dot{Q}_{ct}^*(s)}{\bar{\rho}_c \cdot F_{cSS} \cdot \bar{c}_{pc}} \quad (5a)$$

Reagrupando é obtida a equação 5b.

$$(T_c \cdot s + 1) \cdot T_{s,c}^*(s) = -\frac{\dot{Q}_{ct}^*(s)}{\bar{\rho}_c \cdot F_{cSS} \cdot \bar{c}_{pc}} \quad (5b)$$

Reagrupando mais uma vez a equação 5b chega-se à função de transferência que relaciona a variação da temperatura de saída do fluido que escoo pelo casco com a variação da quantidade de calor trocada por unidade de tempo no lado do casco do trocador de calor. A equação 6 exprime essa função de transferência.

$$\frac{T_{s,c}^*(s)}{\dot{Q}_{ct}^*(s)} = -\frac{[\bar{\rho}_c \cdot F_{cSS} \cdot \bar{c}_{pc}]^{-1}}{(T_c \cdot s + 1)} \quad (6)$$

Agora assumindo  $T_{e,c}^*(t) = 0$ ,  $F_c^*(t) = 0$  e  $\dot{Q}_{ct}^*(t) = 0$  para avaliar  $T_{s,c}^*$  e  $\dot{Q}_{steam}^*$  é obtida a equação 7.

$$T_c \cdot \frac{dT_{s,c}^*(t)}{dt} + T_{s,c}^*(t) = \frac{\dot{Q}_{steam}^*(t)}{\bar{\rho}_c \cdot F_{cSS} \cdot \bar{c}_{pc}} \quad (7)$$

Aplicando a transformada de Laplace à equação 7 chega-se à equação 7a.

$$T_c \cdot s \cdot T_{s,c}^*(s) + T_{s,c}^*(s) = \frac{\dot{Q}_{steam}^*(s)}{\bar{\rho}_c \cdot F_{cSS} \cdot \bar{c}_{pc}} \quad (7a)$$

Reagrupando os termos de 7a resulta a equação 7b.

$$(T_c \cdot s + 1) \cdot T_{s,c}^*(s) = \frac{\dot{Q}_{steam}^*(s)}{\bar{\rho}_c \cdot F_{cSS} \cdot \bar{c}_{pc}} \quad (7b)$$

Um rearranjo da equação 7b gera a função de transferência que relaciona a variação na temperatura de saída do fluido que deixa o casco do trocador de calor com a variação da quantidade de calor cedida pelo vapor de água usado como agente de aquecimento, no lado do casco do equipamento, representado pela equação 8.

$$\frac{T_{s,c}^*(s)}{\dot{Q}_{steam}^*(s)} = - \frac{[\bar{\rho}_c \cdot F_{c,SS} \cdot \bar{c}_{pc}]^{-1}}{(T_c \cdot s + 1)} \quad (8)$$

Por fim, avaliando  $F_c^*(t)$  e  $T_{s,c}^*$ , fazendo  $T_{e,c}(t) = 0$ ,  $\dot{Q}_{ct}^*(s) = 0$  e  $\dot{Q}_{steam}^*(t) = 0$  chega-se na equação 9.

$$T_c \cdot \frac{dT_{s,c}^*(t)}{dt} + T_{s,c}^*(t) = \frac{[T_{e,c,SS} - T_{s,c,SS}]}{F_{c,SS}} \cdot F_c^*(t) \quad (9)$$

Aplicando a transformada de Laplace na equação 9 tem-se a equação 9a.

$$T_c \cdot s \cdot T_{s,c}^*(s) + T_{s,c}^*(s) = \frac{[T_{e,c,SS} - T_{s,c,SS}]}{F_{c,SS}} \cdot F_c^*(s) \quad (9a)$$

Reagrupando é obtida a equação 9b.

$$(T_c \cdot s + 1) \cdot T_{s,c}^*(s) = \frac{[T_{e,c,SS} - T_{s,c,SS}]}{F_{c,SS}} \cdot F_c^*(s) \quad (9b)$$

Reagrupando mais uma vez a equação 9b chega-se à função de transferência que relaciona a variação da temperatura de saída do fluido que escoo pelo casco com a variação da vazão de alimentação no lado do casco do trocador de calor. A equação 10 exprime essa função de transferência.

$$\frac{T_{s,c}^*(s)}{F_c^*(s)} = \frac{[T_{e,c,SS} - T_{s,c,SS}]}{F_{c,SS} \cdot (T_c \cdot s + 1)} \quad (10)$$

As funções de transferência representadas pelas equações 4, 6, 8 e 10 podem ser agrupadas no diagrama de blocos representado pela figura 2, em que se considera o princípio da superposição para validar a influência simultânea das variáveis estudadas. Princípio esse que garante que, em qualquer sistema multivariável linear, pode-se analisar individualmente o efeito de cada variável de entrada na saída e depois somar seus efeitos.

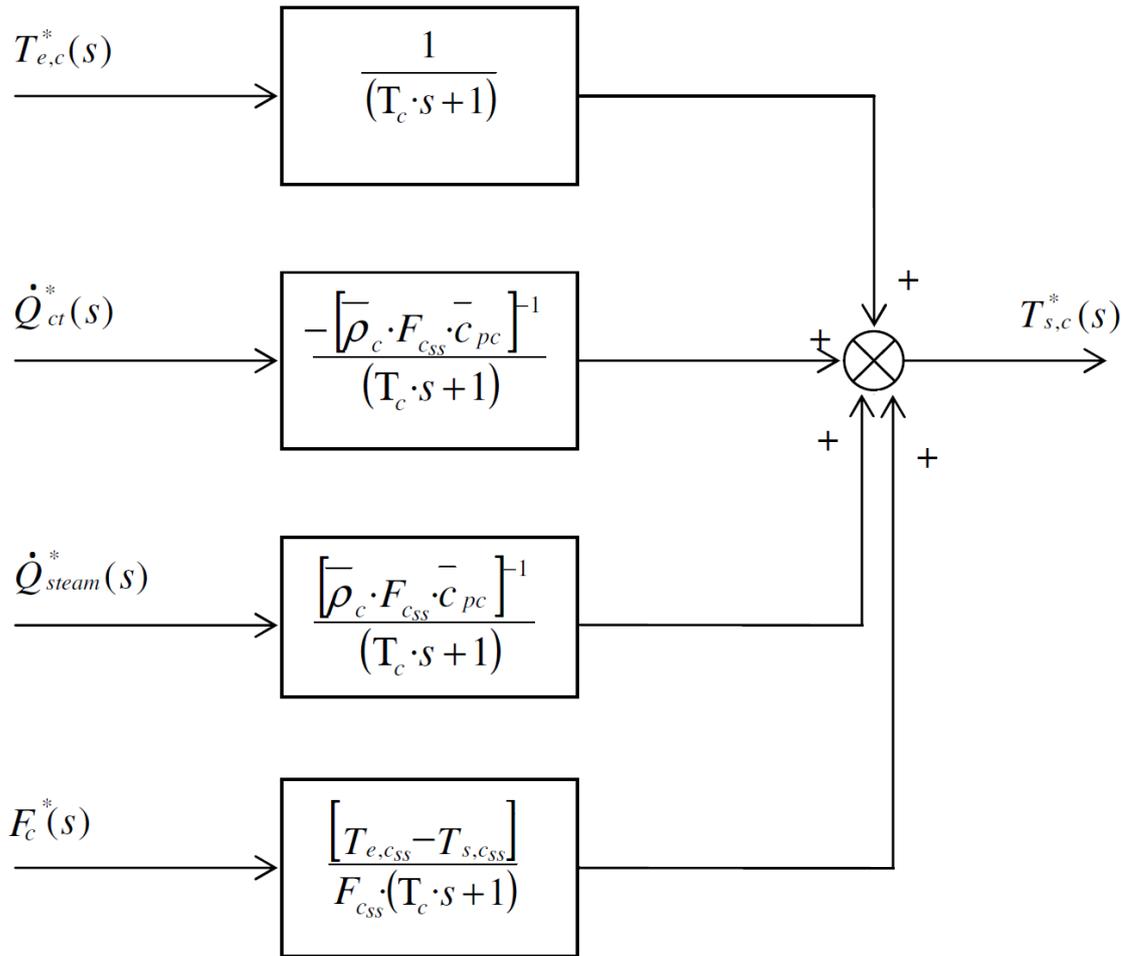


Figura 2 - Diagrama de Blocos do modelo matemático para  $T_{s,c}^*$  (FONTE: adaptado de Esteves, 2009).

Em que  $T_{e,c}^*(s)$  e  $F_c^*(s)$  são parâmetros de entrada, enquanto  $\dot{Q}_{steam}^*(s)$  e  $\dot{Q}_{ct}^*(s)$  são calculados.

Para o processo de troca térmica no fluido que escoava pelo lado interno dos tubos do trocador de calor foi desenvolvido um modelo matemático similar ao apresentado para o lado do casco, com base no esquema da Figura 3.

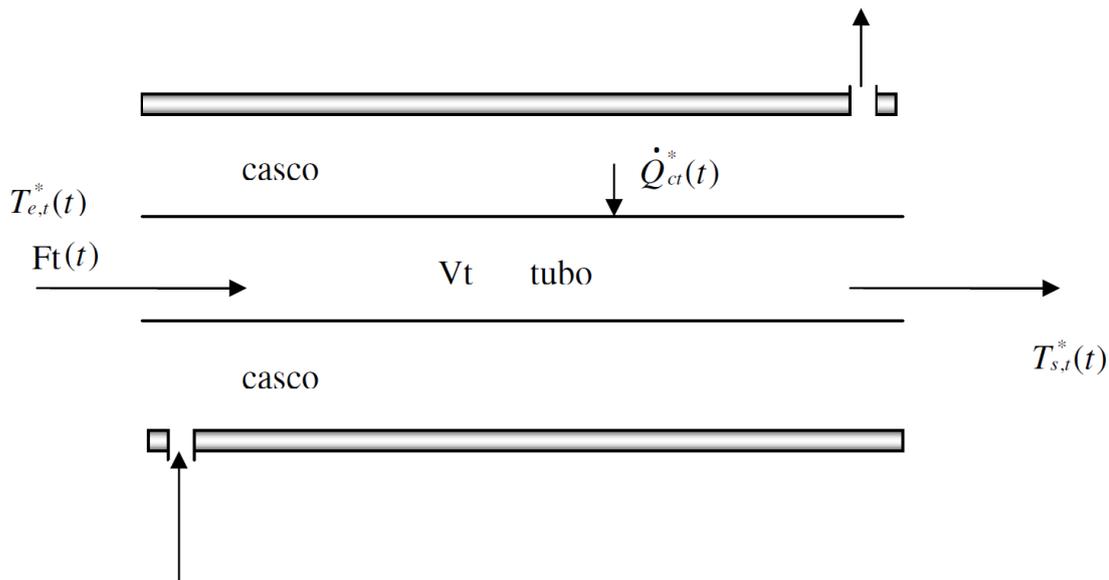


Figura 3 - Fluxos de calor através do fluido que escoou pelos tubos do trocador de calor (FONTE: adaptado de Esteves, 2009).

O balanço global de energia aplicado ao conjunto dos tubos internos do trocador de calor, cujo volume de controle é compreendido pela parede interna dos tubos internos e o fluido em seu interior, pode ser escrito como apresentado na equação 11.

$$\bar{\rho}_t \cdot F_t(t) \cdot \bar{c}_{pt} \cdot [T_{e,t}(t) - T_{s,t}(t)] + \dot{Q}_{ct}(t) = \bar{\rho}_t \cdot V_t \cdot \bar{c}_{pt} \cdot \frac{dT_{s,t}(t)}{dt} \quad (11)$$

A equação 11 pode ser reescrita para o estado estacionário, como apresentado na equação 11a.

$$\bar{\rho}_t \cdot F_{t,ss} \cdot \bar{c}_{pt} \cdot [T_{e,t,ss} - T_{s,t,ss}] + \dot{Q}_{ct,ss} = 0 \quad (11a)$$

Linearizando a equação 11 tem-se a equação 11b.

$$\begin{aligned} \bar{\rho}_t \cdot F_{t,ss} \cdot \bar{c}_{pt} \cdot [T_{e,t,ss} - T_{s,t,ss}] + \dot{Q}_{ct,ss} + \bar{\rho}_t \cdot \bar{c}_{pt} \cdot [T_{e,t,ss} - T_{s,t,ss}] \cdot (F_t(t) - F_{t,ss}) + \bar{\rho}_t \cdot F_t(t) \cdot \\ \bar{c}_{pt} \cdot F_{t,ss} \cdot [T_{e,t}(t) - T_{e,t,ss}] - \bar{\rho}_t \cdot \bar{c}_{pt} \cdot F_{t,ss} \cdot [T_{s,t}(t) - T_{s,t,ss}] + [\dot{Q}_{ct}(t) - \dot{Q}_{ct,ss}] = \bar{\rho}_t \cdot V_t \cdot \\ \bar{c}_{pt} \cdot \frac{d[T_{s,t}(t) - T_{s,t,ss}]}{dt} \end{aligned} \quad (11b)$$

Subtraindo a equação 11a da equação 11b, resulta a equação 11c, em termos de variáveis desvio.

$$\bar{\rho}_t \cdot \bar{c}_{pt} \cdot [T_{e,t,ss} - T_{s,t,ss}] \cdot F_t^*(t) + \bar{\rho}_t \cdot F_{t,ss} \cdot \bar{c}_{pt} \cdot [T_{e,t}^*(t) - T_{s,t}^*(t)] + \dot{Q}_{ct}^*(t) = \bar{\rho}_t \cdot V_t \cdot \bar{c}_{pt} \cdot \frac{dT_{s,t}^*(t)}{dt} \quad (11c)$$

Dividindo-se ambos os membros da equação 11c por  $\bar{\rho}_t \cdot F_{t,ss} \cdot \bar{c}_{pt}$ , obtém-se a equação 11d.

$$\frac{[T_{e,t,ss} - T_{s,t,ss}]}{F_{t,ss}} \cdot F_t^*(t) + T_{e,t}^*(t) - T_{s,t}^*(t) + \frac{\dot{Q}_{ct}^*(t)}{\bar{\rho}_t \cdot F_{t,ss} \cdot \bar{c}_{pt}} = \frac{V_t}{F_{t,ss}} \cdot \frac{dT_{s,t}^*(t)}{dt} \quad (11d)$$

O termo  $\left(\frac{V_t}{F_{t_{ss}}}\right)$  será designado a partir deste ponto por  $(T_t)$ , semelhante ao realizado para o lado do casco. Representa o parâmetro constante de tempo do processo para o comportamento dinâmico da temperatura dos tubos.

Rearranjando os termos da equação 11d, resulta a equação 12.

$$T_t \cdot \frac{dT_{s,t}^*(t)}{dt} + T_{s,t}^*(t) = T_{e,t}^*(t) + \frac{[T_{e,t_{ss}} - T_{s,t_{ss}}]}{F_{t_{ss}}} \cdot F_t^*(t) + \frac{\dot{Q}_{ct}^*(t)}{\bar{\rho}_t \cdot F_{t_{ss}} \cdot \bar{c}_{pt}} \quad (12)$$

Assumindo  $\dot{Q}_{ct}^*(t) = 0$  e  $F_t^*(t) = 0$ , obtêm-se a função de transferência que relaciona  $T_{s,t}^*$  com  $T_{e,t}^*$ , como observado na equação 13.

$$T_t \cdot \frac{dT_{s,t}^*(t)}{dt} + T_{s,t}^*(t) = T_{e,t}^*(t) \quad (13)$$

Aplicando a transformada de Laplace à equação 13 tem-se a equação 13a.

$$T_t \cdot s \cdot T_{s,t}^*(s) + T_{s,t}^*(s) = T_{e,t}^*(s) \quad (13a)$$

Reagrupando os termos da equação 13a resulta a equação 13b.

$$(T_t \cdot s + 1) \cdot T_{s,t}^*(s) = T_{e,t}^*(s) \quad (13b)$$

A fim de se obter a equação típica da função de transferência que relaciona a variação na temperatura de saída do fluido que escoar pelos tubos do trocador de calor com a variação de temperatura desse fluido à entrada do equipamento, a equação 13b é reagrupada gerando a equação 14.

$$\frac{T_{s,t}^*(s)}{T_{e,t}^*(s)} = \frac{1}{(T_t \cdot s + 1)} \quad (14)$$

Avaliando  $T_{s,t}^*$  e  $\dot{Q}_{ct}^*$ , fazendo  $T_{s,t}^*(t) = 0$  e  $F_t^*(t) = 0$ , é obtida a equação 15.

$$T_t \cdot \frac{dT_{s,t}^*(t)}{dt} + T_{s,t}^*(t) = \frac{\dot{Q}_{ct}^*(t)}{\bar{\rho}_t \cdot F_{t_{ss}} \cdot \bar{c}_{pt}} \quad (15)$$

Aplicando a transformada de Laplace à equação 15 resulta na equação 15a.

$$T_t \cdot s \cdot T_{s,t}^*(s) + T_{s,t}^*(s) = \frac{\dot{Q}_{ct}^*(s)}{\bar{\rho}_t \cdot F_{t_{ss}} \cdot \bar{c}_{pt}} \quad (15a)$$

Reagrupando os termos da equação 15a, chega-se à equação 15b.

$$(T_t \cdot s + 1) \cdot T_{s,t}^*(s) = \frac{\dot{Q}_{ct}^*(s)}{\bar{\rho}_t \cdot F_{t_{ss}} \cdot \bar{c}_{pt}} \quad (15b)$$

A equação 15b é novamente reagrupada de forma a resultar na equação típica da função de transferência que relaciona a variação na temperatura de saída do fluido que deixa o feixe tubular do trocador de calor com a variação da quantidade de calor trocada por unidade de tempo entre o lado do casco e o lado dos tubos do equipamento. A equação 16 exprime essa função de transferência.

$$\frac{T_{s,t}^*(s)}{\dot{Q}_{ct}^*(s)} = \frac{[\bar{\rho}_t \cdot F_{t_{ss}} \cdot \bar{c}_{pt}]^{-1}}{(T_t \cdot s + 1)} \quad (16)$$

O último pareamento da modelagem dinâmica do trocador casco tubo é entre  $T_{s,t}^*$  e  $F_t^*(t)$ , fazendo  $T_{s,t}^*(t) = 0$  e  $\dot{Q}_{ct}^* = 0$ , obtendo a equação 17.

$$T_t \cdot \frac{dT_{s,t}^*(t)}{dt} + T_{s,t}^*(t) = \frac{[T_{e,t_{ss}} - T_{s,t_{ss}}]}{F_{t_{ss}}} \cdot F_t^*(t) \quad (17)$$

Aplicando a transformada de Laplace à equação 17 resulta na equação 17a.

$$T_t \cdot s \cdot T_{s,t}^*(s) + T_{s,t}^*(s) = \frac{[T_{e,t_{ss}} - T_{s,t_{ss}}]}{F_{t_{ss}}} \cdot F_t^*(s) \quad (17a)$$

Reagrupando os termos da equação 17a, chega-se à equação 17b.

$$(T_t \cdot s + 1) \cdot T_{s,t}^*(s) = \frac{[T_{e,t_{ss}} - T_{s,t_{ss}}]}{F_{t_{ss}}} \cdot F_t^*(s) \quad (17b)$$

A equação 17b é novamente reagrupada de forma a resultar na equação típica da função de transferência que relaciona a variação na temperatura de saída do fluido que deixa o feixe tubular do trocador de calor com a variação da quantidade de calor trocada por unidade de tempo entre o lado do casco e o lado dos tubos do equipamento. A equação 18 exprime essa função de transferência.

$$\frac{T_{s,t}^*(s)}{F_t^*(s)} = \frac{[T_{e,t_{ss}} - T_{s,t_{ss}}]}{F_{t_{ss}} \cdot (T_t \cdot s + 1)} \quad (18)$$

As funções de transferência representadas pelas equações 14, 16 e 18 podem ser agrupadas no diagrama de blocos ilustrado na figura 4, em que se considera o princípio da superposição para validar a influência simultânea das variáveis estudadas.

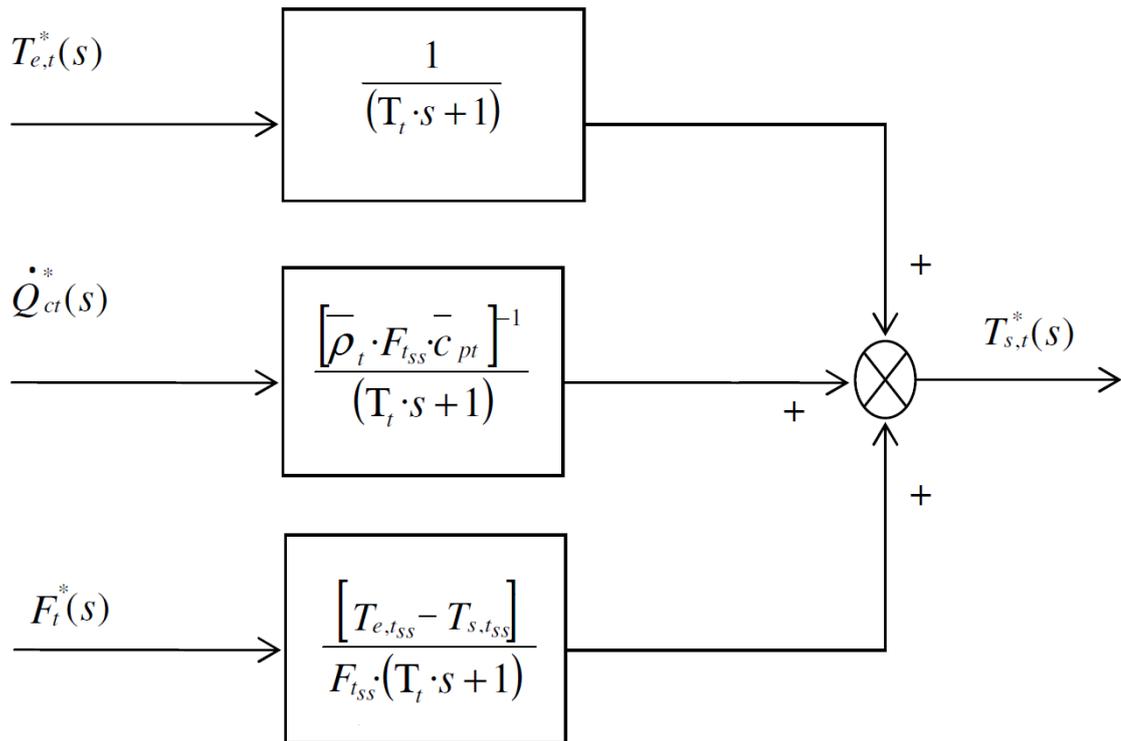


Figura 4 - Diagrama de Blocos do modelamento matemático de  $T_{s,t}^*$  (FONTE: adaptado de Esteves, 2009).

Onde  $T_{e,t}^*$  e  $F_t^*(t)$  são medidos experimentalmente e  $\dot{Q}_{ct}^*$  é calculado.

O modelo matemático que representa a quantidade de calor trocado por unidade de tempo entre o casco e os tubos do trocador de calor é representado pela equação 19, que é a equação de projeto de trocadores de calor proposta por Kern (1965).

$$\dot{Q}_{ct}^*(t) = U \cdot A \cdot DTML_{cc}^*(t) \cdot f \quad (19)$$

A DTML (diferença de temperatura média logarítmica) para a configuração contracorrente é calculada com base nas temperaturas terminais dos bocais de entrada e de saída dos fluidos quente e frio. A Figura 5 ilustra esse arranjo.

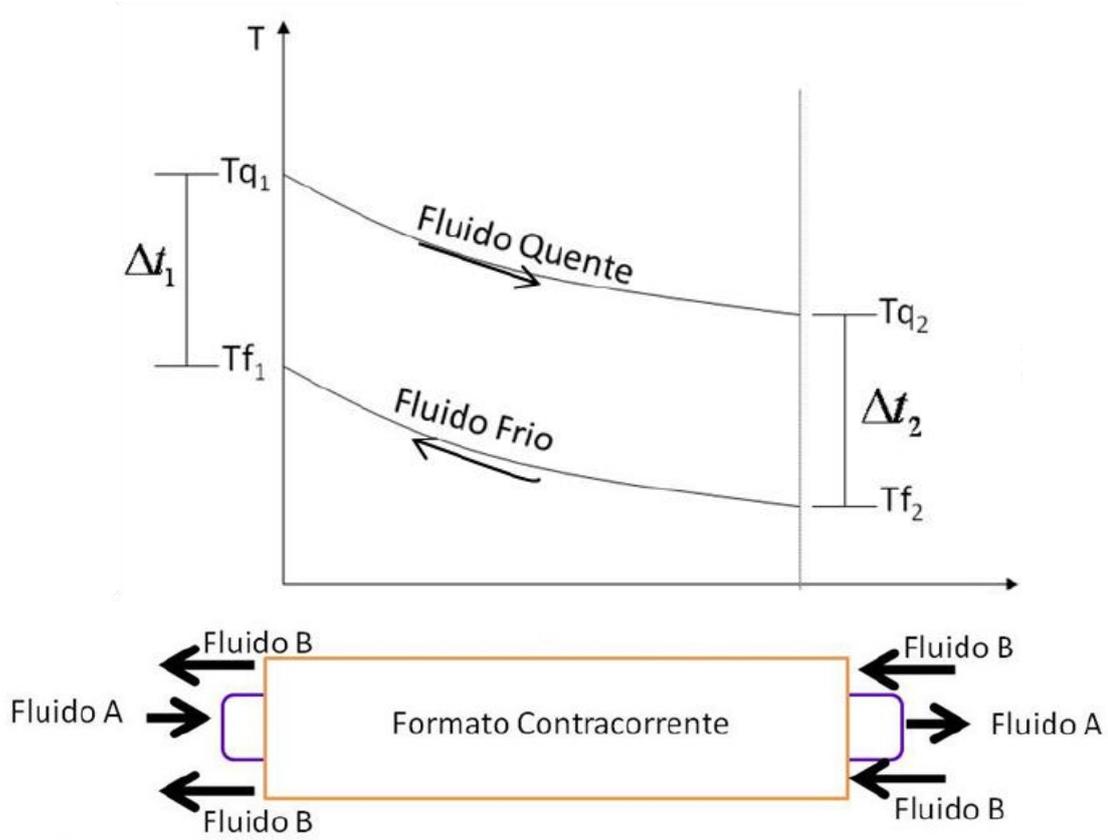


Figura 5 - Representação esquemática utilizada no cálculo do DTML contra corrente (FONTE: Duarte, 2018).

De acordo com Kern (1965), o cálculo das diferenças de temperaturas é realizado como apresentado pelas equações 20 e 21.

$$\Delta T_1^*(t) = T_{s,c}^*(t) - T_{s,t}^*(t) \quad (20)$$

$$\Delta T_2^*(t) = T_{e,c}^*(t) - T_{e,t}^*(t) \quad (21)$$

Portanto, a diferença média logarítmica entre as temperaturas será calculada como exposto na equação 22.

$$DTML_{cc}^*(t) = \frac{\Delta T_2^*(t) - \Delta T_1^*(t)}{\ln \frac{\Delta T_2^*(t)}{\Delta T_1^*(t)}} \quad (22)$$

O valor do coeficiente global de troca térmica foi obtido experimentalmente, usando o método de Wilson proposto em (BENNETT e MYERS, 1978).

Agrupando as funções de transferência que modelam o trocador de calor estudado em um único diagrama de blocos resulta a representação esquemática apresentada na figura 6.

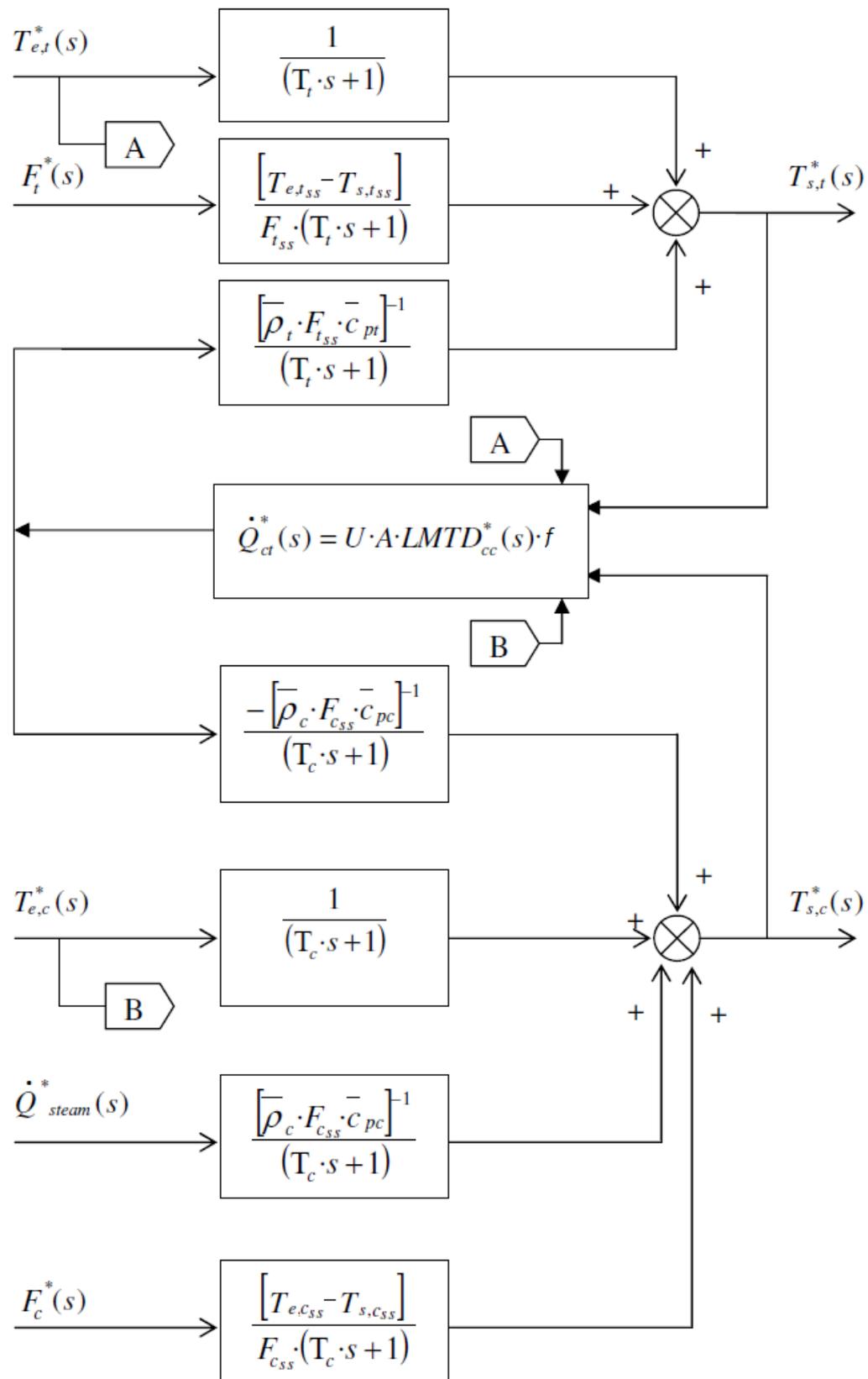


Figura 6 - Diagrama de blocos que representa a função de transferência do trocador de calor casco tubo estudado (FONTE: adaptado de Esteves, 2009).

## 2.2 – PROJETO DA REDE DE TROCADORES DE CALOR – MÉTODO *PINCH*

O projeto de uma rede de trocadores de calor pelo método *Pinch* se inicia com o seguinte pensamento: correntes quentes que precisam ser resfriadas trocam calor com correntes frias que precisam ser aquecidas. Então podem aparecer corrente quentes em temperaturas abaixo das correntes frias, o que as distingue é a necessidade de resfriamento ou aquecimento de cada uma.

Uma informação curiosa é que a tecnologia *Pinch* não se restringe a apenas trocadores de calor, como também máquinas térmicas, bombas de calor, turbinas, colunas de destilação, evaporadores, fornos, etc.

O projeto se inicia com o cálculo do requerimento mínimo de energia (REM) que consiste em calcular as necessidades mínimas de aquecimento e refrigeração, para tal uma das maneiras é através do diagrama de intervalos de temperatura.

Para a elaboração do diagrama de temperaturas primeiramente faz-se duas escalas verticais paralelas deslocadas de  $\Delta T_{\min}$ , uma para as correntes quentes e uma para as frias. A seguir traça-se as correntes através de setas que vão da temperatura de entrada até a temperatura de saída de cada corrente, com a devida numeração/indicação, feito isso faz-se divisões nas escalas abrangendo todas as correntes (cada subintervalo vai do início ou fim de uma seta e culmina no início ou fim de outra). Por fim calcula-se a quantidade de calor em cada divisão (quantidade de calor da corrente quente menos a quantidade de calor da corrente fria) e prossegue realizando a quantidade de calor acumulada, sempre de cima para baixo, uma vez que somente as correntes acima podem ceder calor para as correntes abaixo. Sempre que ficar negativo interrompa e complete com utilidades (esse ponto é um ponto *Pinch*), sempre que zera será um ponto *Pinch*, supra o final com utilidades e some-as. O REM será o somatório das utilidades quentes e o somatório das utilidades frias (separadamente).

O próximo passo é calcular o número mínimo de trocadores de calor através de um diagrama de calor, onde são dispostos todas as correntes e as utilidades. Depois faz-se o balanço de energia entre elas traçando linhas retas de uma corrente quente para uma ou mais correntes frias de modo a fechar o REM. Ao final desse processo o número mínimo de trocadores de calor será obtido através da equação 23.

$$N^{\circ} TC = N^{\circ} \text{Correntes} + N^{\circ} \text{Utilidades} + N^{\circ} \text{Loops} - N^{\circ} \text{Redes Independentes} \quad (23)$$

Um loop é quando o trajeto do calor parte de uma determinada corrente e volta nela mesma, enquanto que as redes independentes são o conjunto de correntes e/ou utilidades que fecham o balanço de energia isoladamente. A explicação dos conceitos descritos podem ser melhor visualizadas na Figura 7.

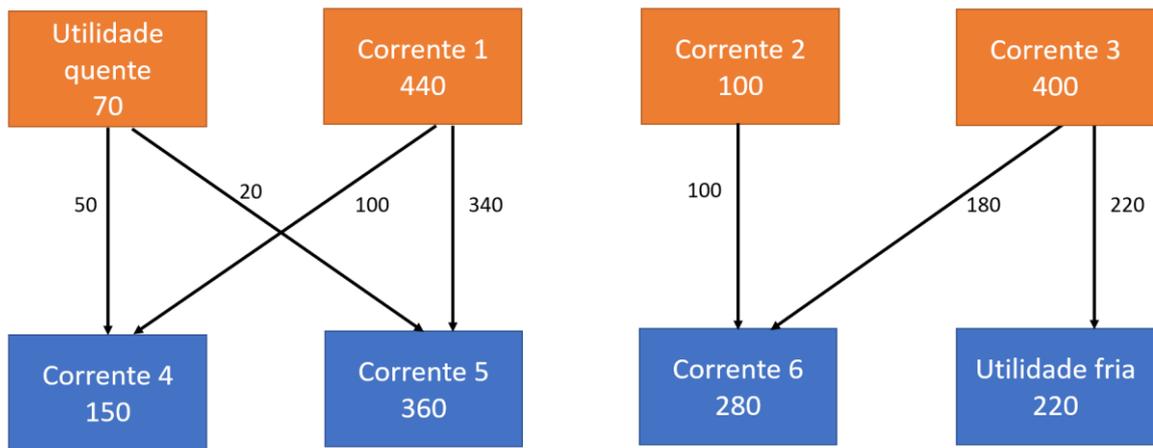


Figura 7 – Representação do loop a esquerda e das duas redes independentes (FONTE: o autor).

Determinado o REM e o número mínimo de trocadores de calor é possível iniciar o projeto da rede propriamente dito, começando com a delimitação de duas partes, uma acima da Temperatura *Pinch* e outra abaixo da Temperatura *Pinch*.

Feita a divisão das regiões é escolhida uma delas, calcula-se as cargas de calor de cada corrente (dentro da região escolhida), faz-se o pareamento das correntes conforme o critério abaixo (caso o número de correntes não seja satisfeito efetua a divisão de correntes), na tentativa de transferir a máxima quantidade de calor possível e assim suprir a necessidade da corrente sem precisar de trocadores de calor extras.

- Acima da Temperatura *Pinch*:  
 $N^{\circ} \text{ correntes}_{\text{quentes}} \leq N^{\circ} \text{ correntes}_{\text{frias}}$   
 $F_f C_{p_f} \geq F_q C_{p_q}$
- Abaixo da Temperatura *Pinch*:  
 $N^{\circ} \text{ correntes}_{\text{quentes}} \geq N^{\circ} \text{ correntes}_{\text{frias}}$   
 $F_f C_{p_f} \leq F_q C_{p_q}$

Feito isso para todas as correntes utilize trocadores de calor com utilidades para suprir as necessidades térmicas das correntes restantes. Verifique se os trocadores de calor não ferem o critério do  $\Delta T_{\min}$  ou  $\Delta T_{\text{approach}}$ , se ferir recalcule as temperaturas, analise se a rede está otimizada e complete novamente com utilidades.

Analise se há presença de loops na rede, se existir significa que é possível reduzir o número de trocadores de calor os quebrando. Para tal retire o trocador de calor com a menor carga térmica do loop, depois recalcule todos os trocadores afetados por essa quebra e revise a rede, observando se nenhum TC feriu o  $\Delta T_{\text{approach}}$ .

Completado o procedimento para uma região basta repetir o mesmo para a outra região, seguindo os mesmos passos.

## 2.3 – CONTROLE PROPORCIONAL INTEGRAL

O controle proporcional integral é simples e bastante eficiente, ele realiza a correção da variável manipulada através de seu desvio em relação ao *set point* chamado de erro, essa correção é proporcional à amplitude do desvio, de modo que quanto mais próximo a variável controlada estiver de seu valor desejado mais sutil será a correção, para que seu valor não oscile.

Um controle puramente proporcional atinge o *set point* desejado mais rapidamente, porém ele gera um erro residual chamado de *off-set*, ou seja, o valor da variável controlada não se estabilizará no valor desejado. Tal desvio somente é eliminado por ajustes manuais na saída do controlador ou com a inclusão do controle integral, cuja função é justamente eliminar o *off-set* através da suavização da ação proporcional, que ao invés de ser proporcional ao erro passa a ser proporcional à amplitude do erro.

Os parâmetros a serem ajustados de um controlador proporcional integral (PI) são:

- Ganho ou sensibilidade ( $K_C$ ): relação entre a variação de saída do controlador para a válvula e a variação da entrada do controlador. Quanto maior o ganho mais forte a reação do instrumento no qual o controlador atua;
- Tempo integral ( $\tau_i$ ) ou taxa de *reset*: tempo integral é aquele necessário para que a ação integral repita uma vez o efeito da ação proporcional, em minutos. Taxa de *reset* é o número de vezes que a ação integral repete o efeito da ação proporcional em 1 minuto, ou seja, é o inverso do tempo integral. Quanto menor o  $\tau_i$  mais rápida a correção.

## CAPÍTULO 3 - ESTUDO DE CASO

O caso estudado foi o problema de reação e separação num processo químico, com quatro correntes, desenvolvido por Shenoy (1995), intitulado 4S1, que foi detalhado por Barbaro e Bagajecwicz (2005). O processo consiste de uma reação exotérmica seguida por uma separação por destilação.

Nesse estudo de caso há quatro correntes de ar a serem analisadas, duas quentes denominadas de CQ1 e CQ2 e duas frias, denominadas de CF1 e CF2. A corrente fria 1 chega a 20°C, é aquecida até 155°C quando entra no reator, à saída deste está a corrente quente 1, que sai a 175°C, é esfriada até 45°C quando entra na coluna de destilação. O produto de topo da

coluna é a corrente fria 2, que sai a 40°C e é aquecida até 112°C, o produto de fundo é a corrente quente 1 que sai a 125°C e é resfriado até 65°C, conforme pode ser observado na Figura 8.

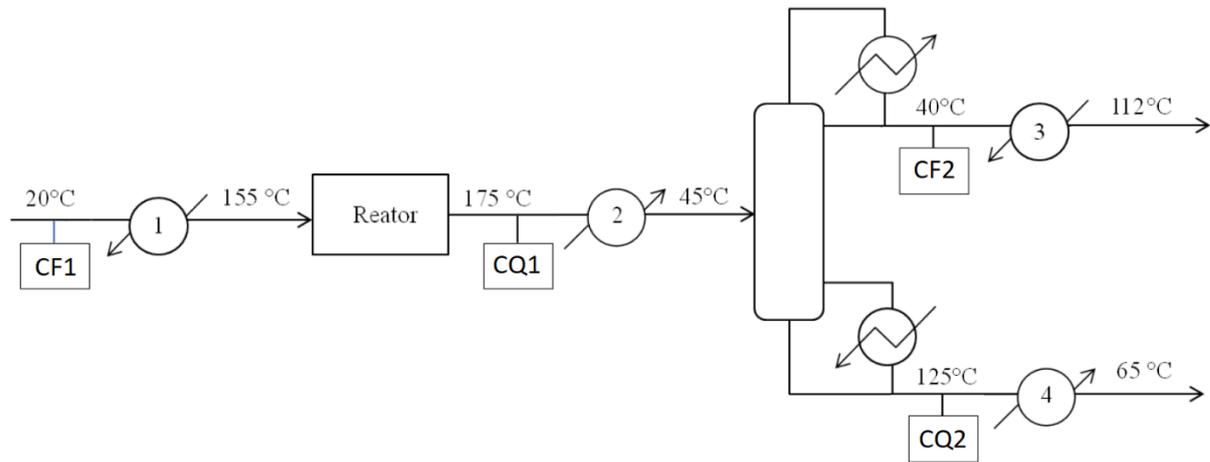


Figura 8 – Correntes antes da integração energética (FONTE: adaptado de Santana, 2012).

A caracterização das correntes do processo pode ser melhor observada na Tabela 1.

Tabela 1 – Características das correntes do sistema.

Stream	$F$ (tonnes/h)	$C_p$ (kJ/kg-°C)	$T_{IN}$ (°C)	$T_{OUT}$ (°C)	$H$ (MJ/h-m <sup>2</sup> -°C)	$Q$ (MJ/h)
CQ1	10.0	1.0	175.0	45.0	0.2	1300.0
CQ2	40.0	1.0	125.0	65.0	0.2	2400.0
CF1	20.0	1.0	20.0	155.0	0.2	2700.0
CF2	15.0	1.0	40.0	112.0	0.2	1080.0

FONTE: adaptado de Barbaro e Bagajewecz, 2005.

## CAPÍTULO 4 – REDE DE TROCADORES DE CALOR – RESULTADOS

### 4.1 – PROJETO DA REDE DE TROCADORES DE CALOR PELO MÉTODO *PINCH* – REDE ESTÁTICA

O primeiro passo para o projeto de uma rede de trocadores de calor é o cálculo do requerimento mínimo de energia, que pode ser realizado através do diagrama de temperaturas. Conforme pode ser observado na Figura 9 o REM obtido foi 168,19 kW de utilidade quente e 145,35 kW de utilidade fria e o ponto *Pinch* é a temperatura de 115°C.

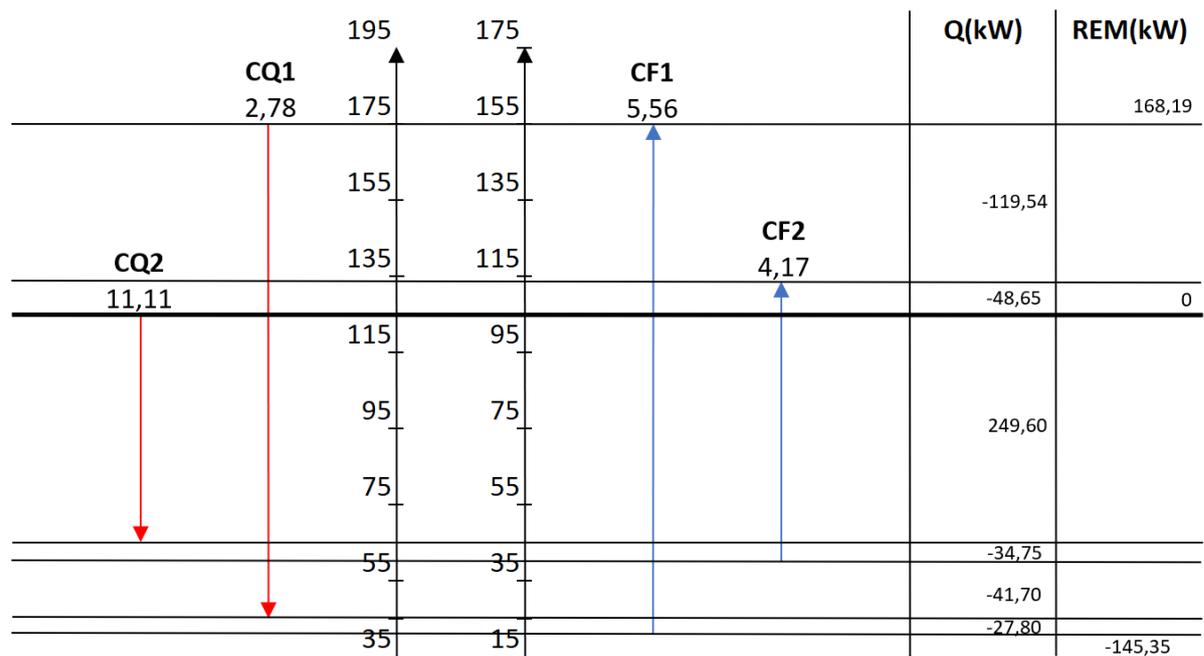


Figura 9 – Requerimento mínimo de energia (FONTE: o autor).

O próximo passo é o cálculo do número mínimo de trocadores de calor utilizando o diagrama de calor conforme a Figura 10 e pela equação 23, demonstrado na equação 24.

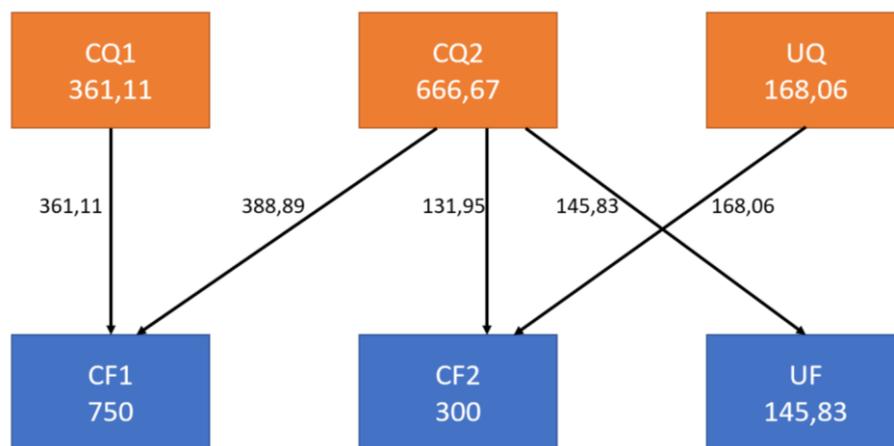


Figura 10 - Diagrama de calor (FONTE: o autor).

$$N^{\circ} TC = 4 + 2 + 0 - 1 = 5 \quad (24)$$

Após o requerimento mínimo de energia e o número mínimo de trocadores de calor inicia-se o pareamento das correntes formando os TQ da rede, a começar pela região acima do ponto *pinch*. De acordo com o critério da Figura 8 o número de correntes quentes deve ser menor ou igual ao número de correntes frias, o que foi satisfeito. Para iniciar o pareamento

selecionam-se correntes tal que o  $F \cdot C_p$  ou  $\dot{m} \cdot C_p$  da corrente fria deve ser maior ou igual ao da corrente quente, com isso há duas possibilidades de pareamento: CQ1 com CF1 e CQ1 com CF2, o escolhido foi a segunda opção, CQ1 com CF2. Calculado as quantidades de calor de cada corrente e selecionando a menor para ser a do trocador de calor 1, segundo a equação 25.

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (25)$$

$$Q_q = 2,78 \cdot 1 \cdot (175 - 125) = 139 \text{ kW} \quad (25a)$$

$$Q_f = 4,17 \cdot 1 \cdot (112 - 105) = 29,19 \text{ kW} \quad (25b)$$

$$29,19 = 2,78 \cdot 1 \cdot (175 - T_s) \rightarrow T_s = 164,5^\circ\text{C} \quad (25c)$$

Assim, o TQ1 tem carga de 29,19 kW, supre toda a CF2 e a CQ1 sai 164,5°C, restando a CF1 aquecida de 105 a 155°C e CQ1 esfriada de 164,5 a 125°C. Repetindo os cálculos para o trocador de calor 2 tem-se a equação 26:

$$Q_q = 2,78 \cdot 1 \cdot (164,5 - 125) = 109,81 \text{ kW} \quad (26)$$

$$Q_f = 5,56 \cdot 1 \cdot (155 - 105) = 278 \text{ kW} \quad (26a)$$

$$109,81 = 5,56 \cdot 1 \cdot (T_s - 105) \rightarrow T_s = 124,75^\circ\text{C} \quad (26b)$$

Logo o TQ2 tem carga de 109,81 kW, supre toda a CQ1 e a CF1 sai a 124,75°C. O restante da corrente fria 1 é suprido por uma utilidade quente de carga térmica 168,19 kW conforme a equação 27.

$$Q_f = 5,56 \cdot 1 \cdot (155 - 124,75) = 168,19 \text{ kW} \quad (27)$$

Finalizado a região acima do ponto *pinch* passa-se para a região abaixo do mesmo, novamente satisfazendo os critérios da Figura 8. Para essa região o  $\dot{m} \cdot C_p$  da corrente quente deve ser maior ou igual ao da corrente fria, dessa forma apenas a CQ2 pode trocar calor com as correntes frias. Uma maneira de amenizar isso é dividindo a CQ2 em duas, uma CQ2.1 com 4,518 kW/°C e uma CQ2.2 com 6,592 kW/°C e dividindo a CF1 em CF1.1 com 2,616 kW/°C e CF1.2 com 2,944 kW/°C.

Através dessas divisões é possível parer as correntes de forma que nenhuma fique de fora. Dessa forma o primeiro par escolhido foi CQ1 com CF1.1:

$$Q_q = 2,78 \cdot 1 \cdot (125 - 45) = 222,4 \text{ kW} \quad (28)$$

$$Q_f = 2,616 \cdot 1 \cdot (105 - 20) = 222,4 \text{ kW} \quad (29)$$

Assim o TQ3 tem carga 222,4 kW e supre totalmente a CQ1 e a CF1.1. O próximo pareamento escolhido foi CQ2.1 com CF2:

$$Q_q = 4,518 \cdot 1 \cdot (125 - 65) = 271,08 \text{ kW} \quad (30)$$

$$Q_f = 4,17 \cdot 1 \cdot (105 - 40) = 271,05 \text{ kW} \quad (31)$$

Com isso o TQ4 tem carga 271,05 kW e supre totalmente a CQ2.1 e a CF2. O último par restante foi CQ2.2 com CF1.2:

$$Q_q = 6,592 \cdot 1 \cdot (125 - 65) = 395,52 \text{ kW} \quad (32)$$

$$Q_f = 2,944 \cdot 1 \cdot (105 - 20) = 250,24 \text{ kW} \quad (33)$$

$$250,24 = 6,592 \cdot 1 \cdot (125 - T_s) \rightarrow T_s = 87,04^\circ\text{C} \quad (34)$$

Logo o TQ5 tem carga de 250,24 kW, supre toda a CF1.2 e a CQ2.2 sai a 87,04°C. O restante da corrente quente 2 é suprido por uma utilidade fria de carga térmica 145,29 kW conforme a equação 35.

$$Q_q = 6,592 \cdot 1 \cdot (87,04 - 65) = 145,29 \text{ kW} \quad (35)$$

Ao final dos procedimentos acima a rede ficou da maneira como é visto na Figura 11.

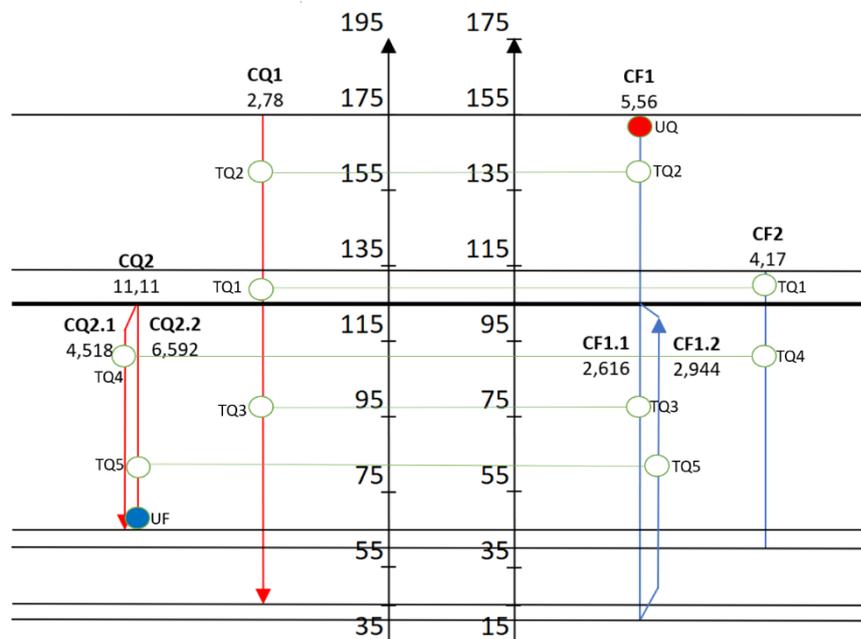


Figura 11 – Rede de trocadores de calor completa (FONTE: o autor).

É possível observar um loop entre os TQ 1, 4, 5, 3, que pode ser quebrado retirando um trocador de calor, o que acarreta o aumento de utilidades. Para a quebra do loop elimina-se o equipamento com a menor carga térmica, que é o TQ1 com carga de 29,19 kW, a seguir redistribui essa carga entre os demais aparelhos que compõem o loop, resultando na Figura 12.

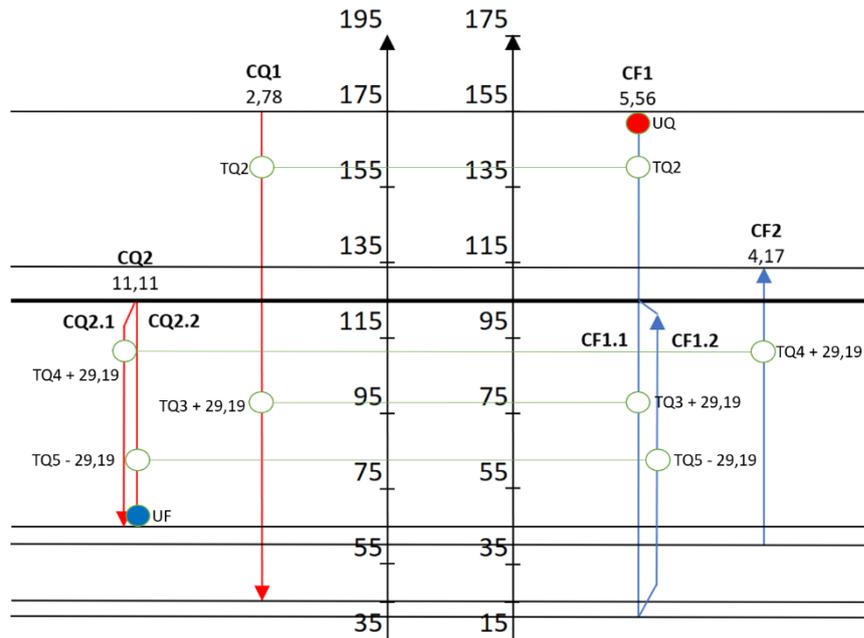


Figura 12 – Rede de trocadores de calor após retirado TQ1 (FONTE: o autor).

Recalculando os trocadores de calor:

- TQ4:

$$Q_f = 271,05 + 29,19 = 4,17 \cdot 1 \cdot (112 - 40) = 300,24 \text{ kW} \quad (36)$$

$$300,24 = \dot{m}_{CQ2.1} \cdot 1 \cdot (125 - 65) \rightarrow \dot{m}_{CQ2.1} = 5,004 \text{ kg/s} \quad (37)$$

- TQ5:

$$Q_f = 250,24 - 29,19 = \dot{m}_{CF1.2} \cdot 1 \cdot (105 - 20) \rightarrow \dot{m}_{CF1.2} = 2,6 \text{ kg/s} \quad (38)$$

$$Q_q = 221,05 = (11,11 - 5,004) \cdot 1 \cdot (125 - T_s) \rightarrow T_s = 88,8^\circ\text{C} \quad (39)$$

- TQ3:

$$Q_f = 222,4 + 29,19 = (5,56 - 2,6) \cdot 1 \cdot (105 - 20) = 251,59 \text{ kW} \quad (40)$$

$$Q_q = 251,59 = 2,78 \cdot 1 \cdot (T_e - 45) \rightarrow T_e = 135,5^\circ\text{C} \quad (41)$$

- UF (permaneceu com os mesmos valores):

$$Q_q = 6,106 \cdot 1 \cdot (88,8 - 65) = 145,32 \text{ kW} \quad (42)$$

- TQ2 (permaneceu com a mesma carga, só modificou a temperatura de saída do fluido quente):

$$Q_q = 109,81 = 2,78 \cdot 1 \cdot (175 - 135,5) \quad (43)$$

$$Q_f = 5,56 \cdot 1 \cdot (124,75 - 105) = 109,81 \text{ kW} \quad (44)$$

- UQ (permaneceu com os mesmos valores):

$$Q_f = 5,56 \cdot 1 \cdot (155 - 124,75) = 168,19 \text{ kW} \quad (45)$$

Mesmo retirando o trocador de calor 1 ainda há um loop entre o TQ2 e o TQ3, que poderia ser quebrado removendo o TQ2, porém isso acarretaria em um aumento de 109,81 kW no trocador de calor 4 que já está em sua capacidade máxima com a corrente fria 2, não podendo receber essa carga a mais, pois faria com que tal corrente saísse do equipamento mais quente do que deveria, necessitando de um resfriamento. Por isso optou-se por trabalhar com a rede com os quatro trocadores de calor.

## 4.2 – SIMULAÇÃO DINÂMICA DA REDE DE TROCADORES DE CALOR – EFEITO DE PERTURBAÇÕES

Para a simulação da rede de trocadores de calor foi utilizado o software UniSim Design R460.1 da Honeywell e primeiramente foi montada a rede conforme os valores encontrados na seção anterior, ou seja, a princípio foi realizada a simulação estática no estado estacionário, como pode ser observado nas Figuras 13 e 14, em que a primeira demonstra como ficou o fluxograma da simulação e a segunda as características das correntes.

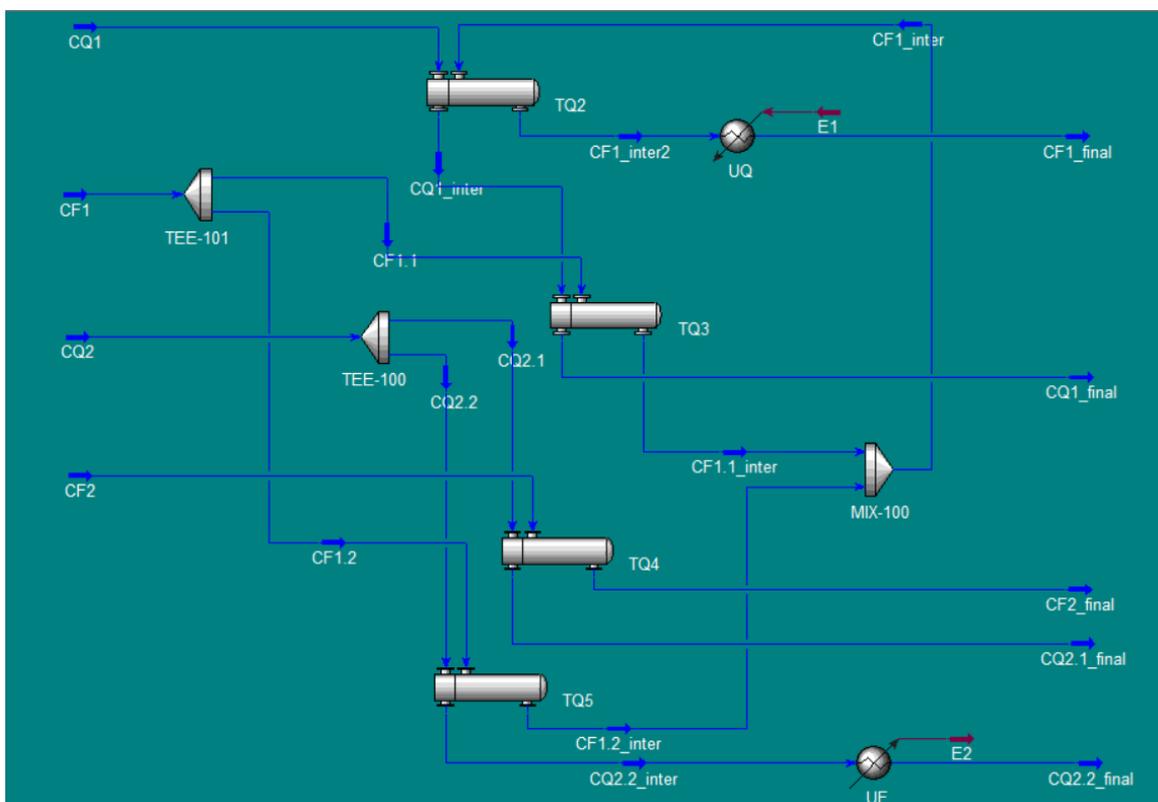


Figura 13 – Fluxograma da simulação (FONTE: o autor).

TQ2			TQ3			UQ		
Tube Side Feed Mass Flow	1,000e+004	kg/h	Tube Side Feed Mass Flow	1,000e+004	kg/h	Feed Temperature	125,1	C
Shell Side Feed Mass Flow	2,000e+004	kg/h	Shell Side Feed Mass Flow	1,065e+004	kg/h	Product Temperature	155,0	C
Tube Inlet Temperature	175,0	C	Tube Inlet Temperature	135,0	C			
Tube Outlet Temperature	135,0	C	Tube Outlet Temperature	45,00	C			
Shell Inlet Temperature	105,0	C	Shell Inlet Temperature	20,00	C			
Shell Outlet Temperature	125,1	C	Shell Outlet Temperature	105,0	C			

TQ4			TQ5			UF		
Tube Side Feed Mass Flow	1,802e+004	kg/h	Tube Side Feed Mass Flow	2,198e+004	kg/h	Feed Temperature	89,14	C
Shell Side Feed Mass Flow	1,500e+004	kg/h	Shell Side Feed Mass Flow	9353	kg/h	Product Temperature	65,00	C
Tube Inlet Temperature	125,0	C	Tube Inlet Temperature	125,0	C			
Tube Outlet Temperature	65,00	C	Tube Outlet Temperature	89,14	C			
Shell Inlet Temperature	40,00	C	Shell Inlet Temperature	20,00	C			
Shell Outlet Temperature	112,3	C	Shell Outlet Temperature	105,0	C			

Figura 14 – Características das correntes da simulação (FONTE: o autor).

Com a rede estática montada foram feitos alguns ajustes para realizar a simulação dinâmica, dentre eles a inserção de válvulas nas vazões de entrada para permitir mudanças nas vazões de alimentação através da adição de controladores manuais, conforme observa-se na Figura 15.

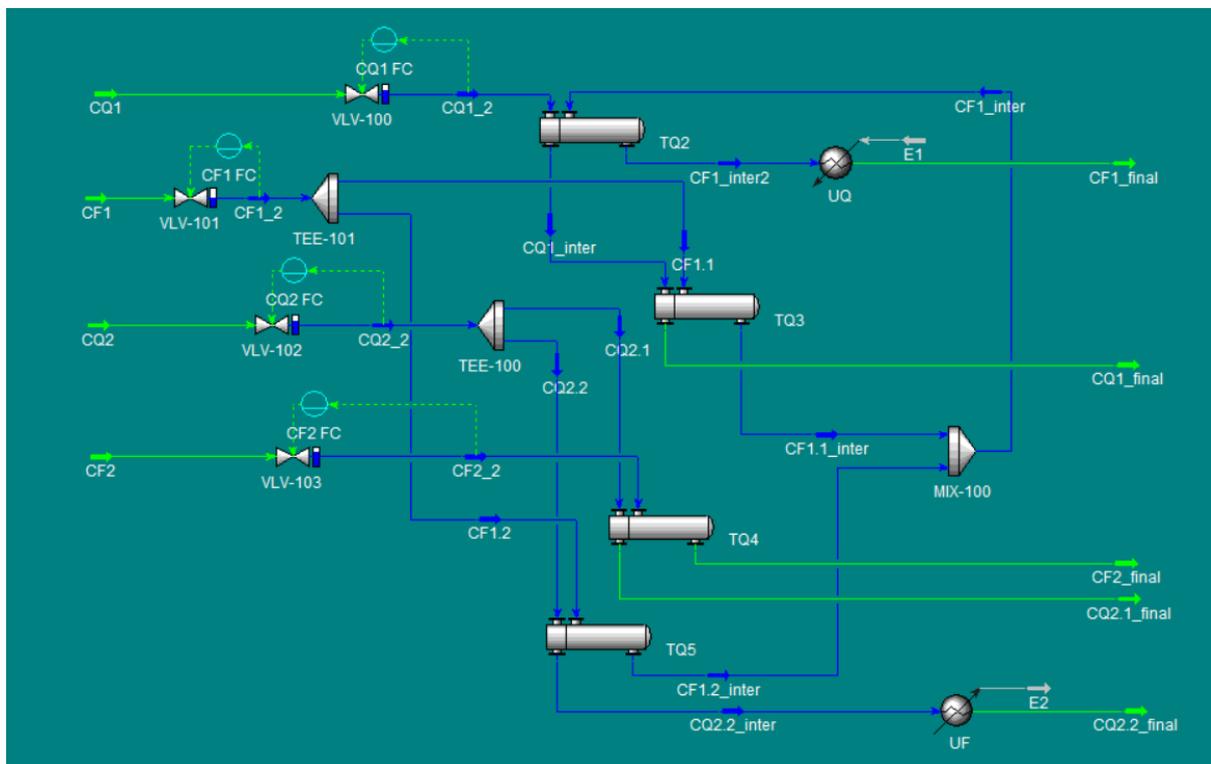


Figura 15 – Fluxograma da simulação dinâmica (FONTE: o autor).

Antes de apresentar o resultado da simulação dinâmica ao efeito das perturbações é importante informar que o UniSim busca simular o mais próximo da realidade, como o caso

estudado utiliza ar no escoamento é necessária uma queda de pressão para o escoamento, com isso as temperaturas finais do escoamento sofreram algumas alterações em seus valores. Mas isso não é tão prejudicial visto que o mais relevante é o comportamento do sistema perante a perturbação. As temperaturas de cada corrente podem ser vistas na Figura 16.

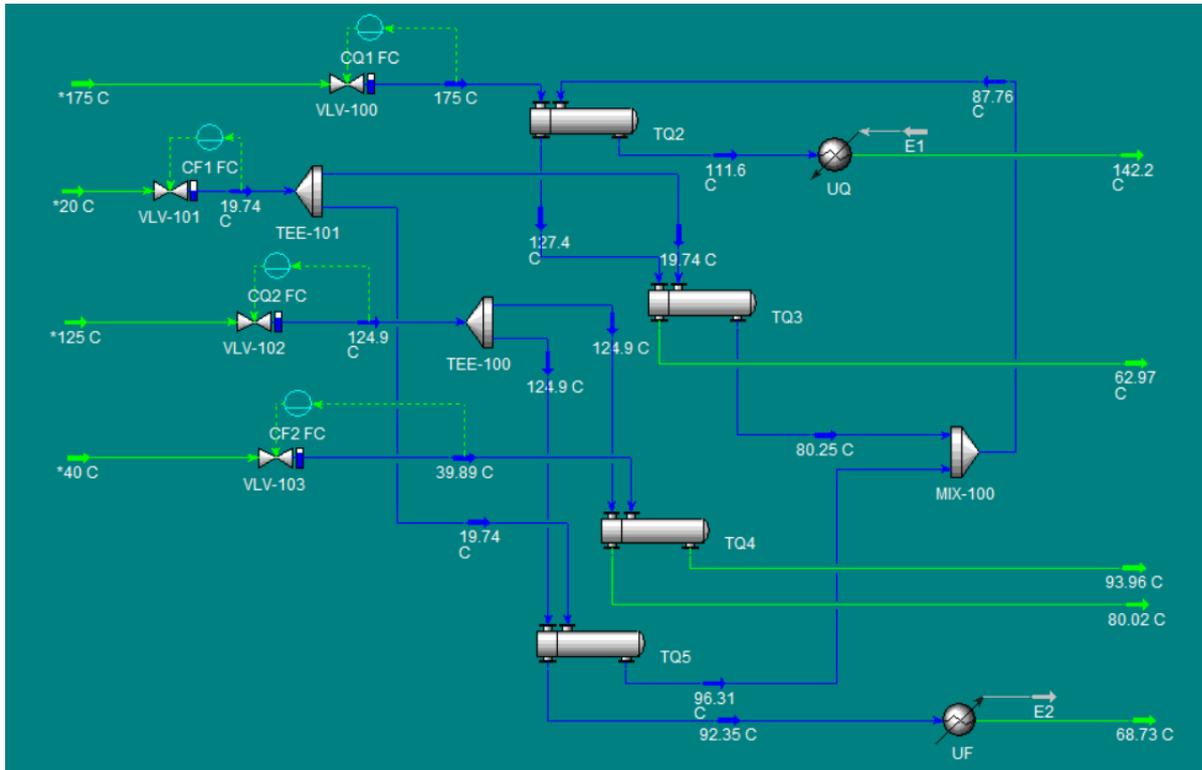


Figura 16 – Indicação das temperaturas alteradas devido à simulação dinâmica (FONTE: o autor).

Foram feitas 4 perturbações no sistema, uma em cada vazão de entrada e analisado o comportamento das temperaturas de saída de cada corrente, o resultado está demonstrado nas Figuras de 17 a 21, em que a primeira representa o sistema rodando em tempo real estável, a segunda a perturbação em CQ1, depois em CF1, CQ2 e por fim CF2.

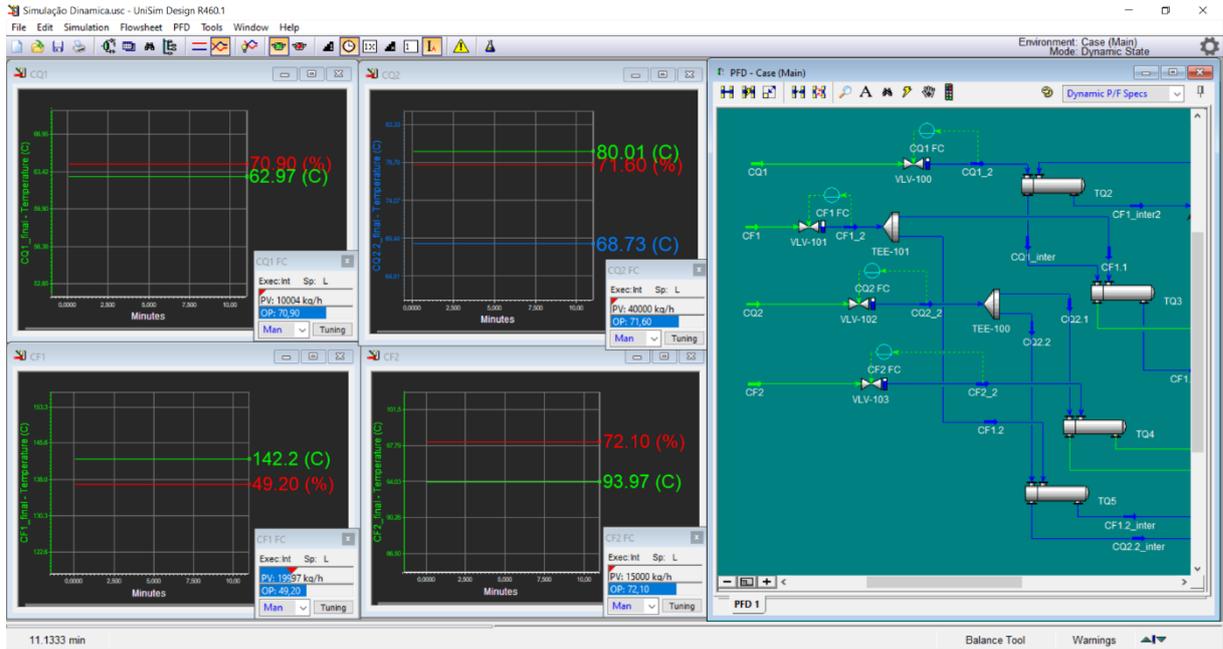


Figura 17 – Simulação dinâmica rodando estável (FONTE: o autor).

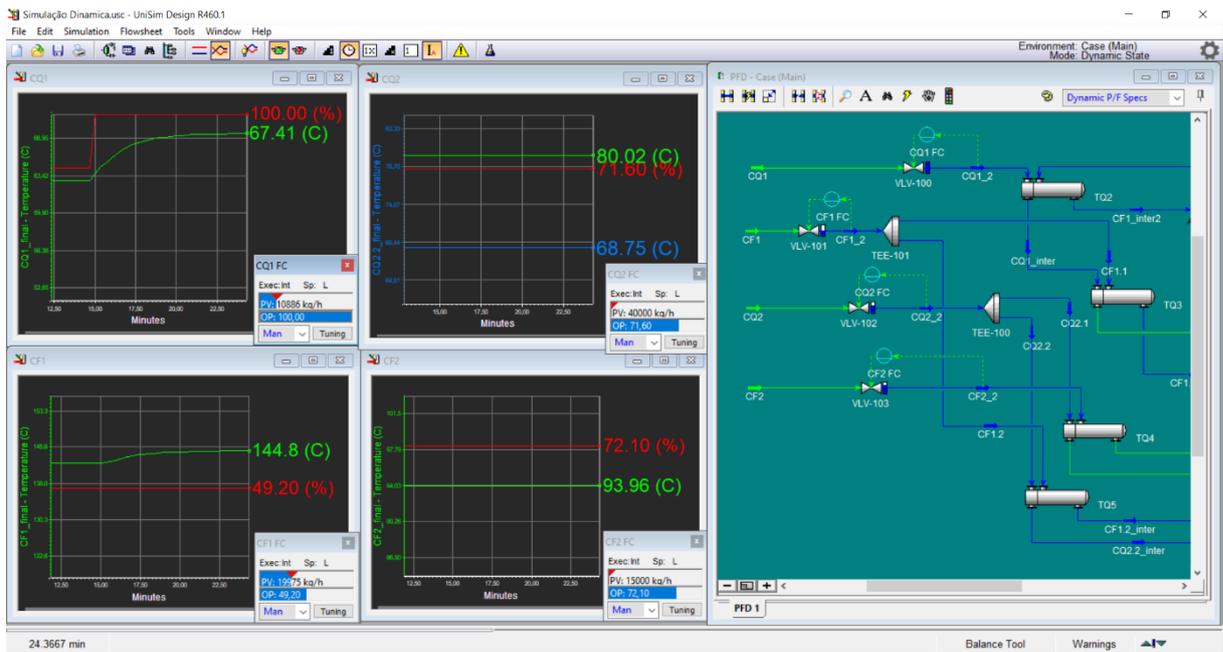


Figura 18 – Simulação dinâmica com perturbação em CO1 (FONTE: o autor).

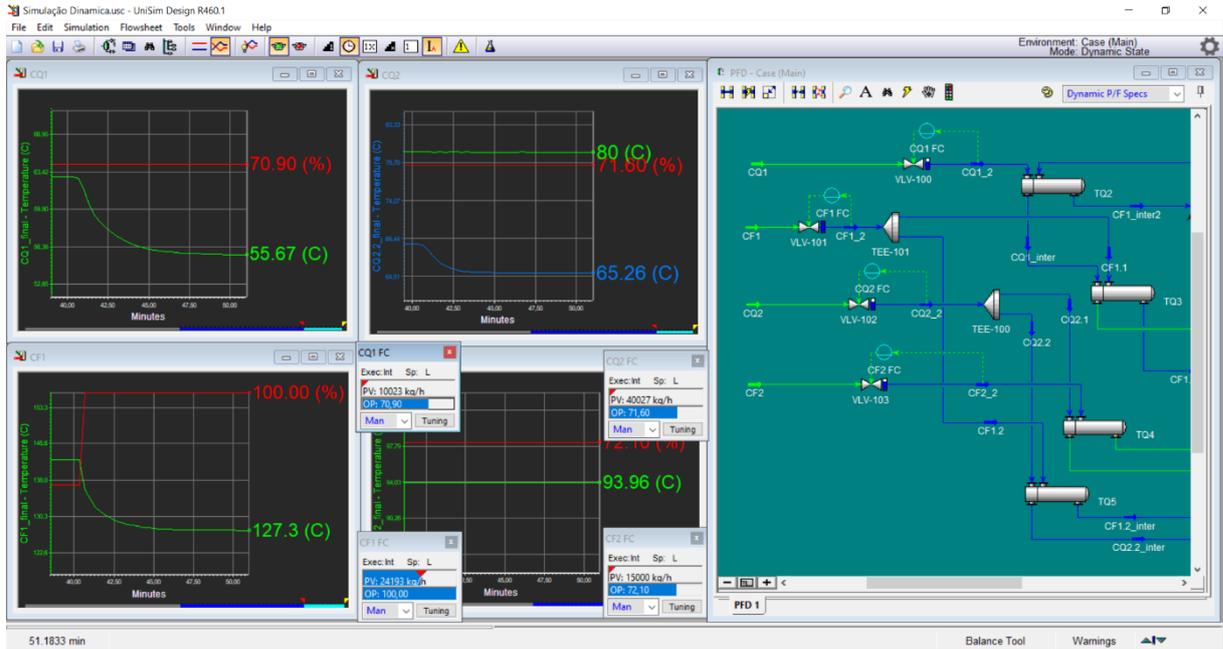


Figura 19 – Simulação dinâmica com perturbação em CF1 (FONTE: o autor).

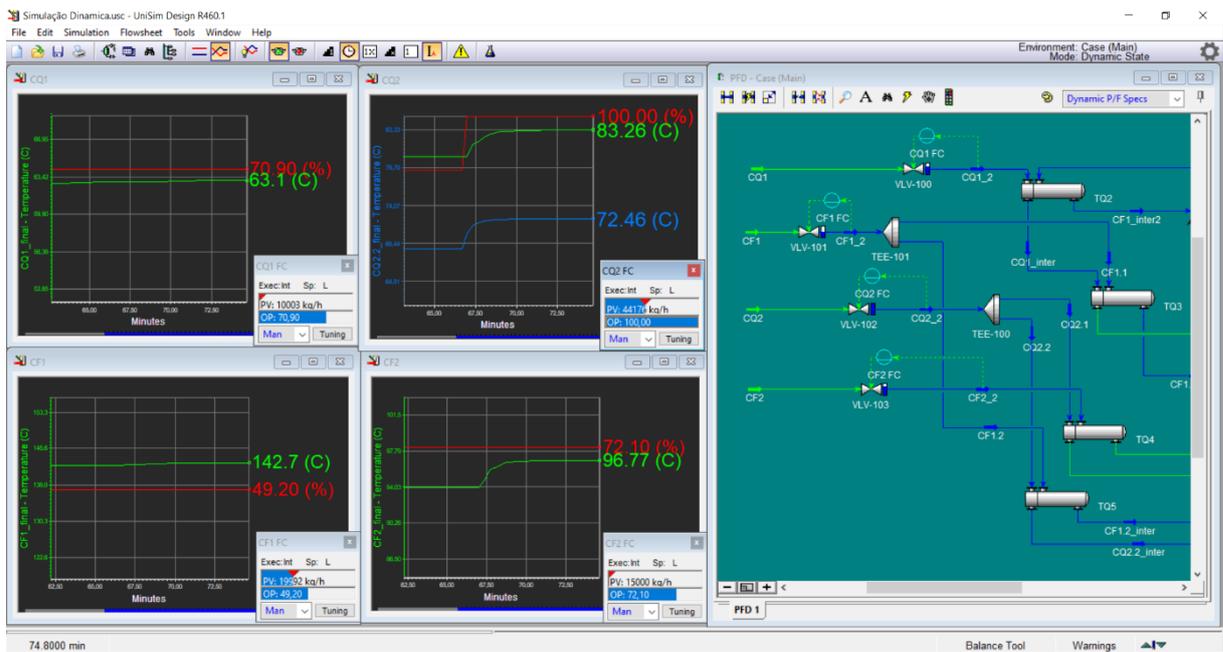


Figura 20 - Simulação dinâmica com perturbação em CO2 (FONTE: o autor).

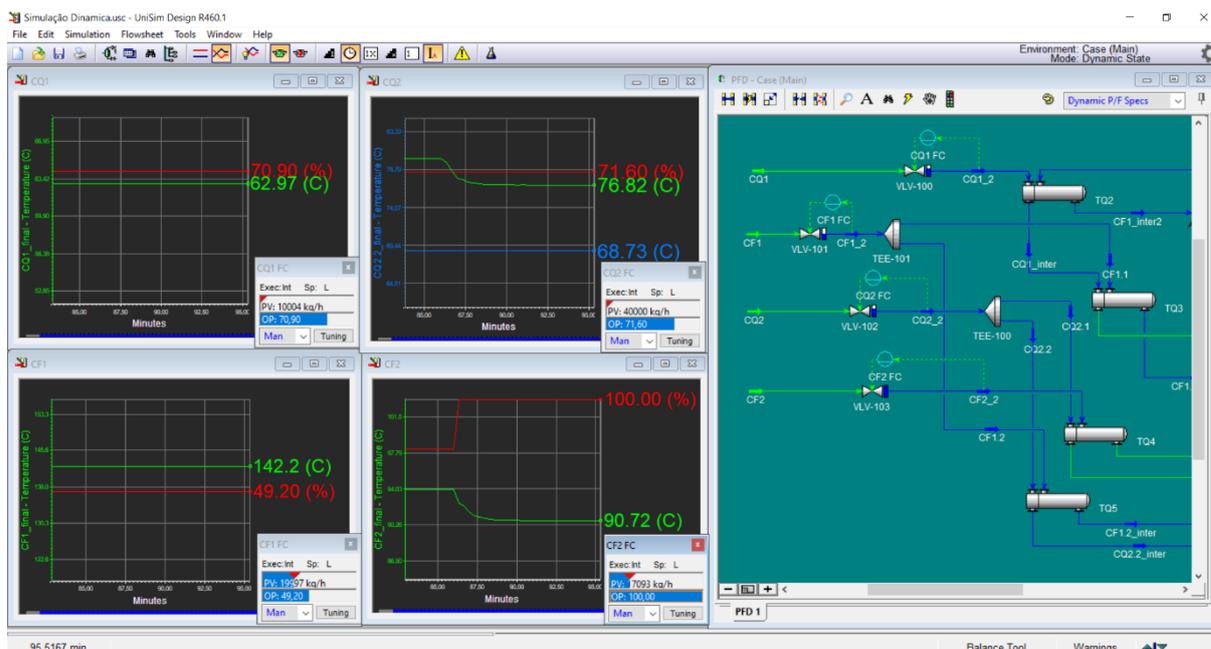


Figura 21 – Simulação dinâmica com perturbação em CF2 (FONTE: o autor).

Analisando as respostas das perturbações percebe-se que um aumento para 10886 kg/h na corrente quente 1 faz sua temperatura final subir de 62,97 para 67,41°C e a temperatura final da corrente fria 1 ir de 142,2 para 144,8°C; o aumento para 24193 kg/h na corrente fria 1 faz sua temperatura 1 cair de 142,2 para 127,3°C, a de CQ1 cair de 62,97 para 55,67°C e a CQ2.2 cair de 68,73 para 65,2°C; o aumento para 44176 kg/h na corrente quente 2 faz a CQ2.1 subir de 80,01 para 83,26°C, a CQ2.2 subir de 68,73 para 72,46°C, a CF1 subir de 142,2 para 142,7°C e a CF2 subir de 93,97 para 96,77°C; o aumento para 17093 kg/h na corrente fria 2 faz sua temperatura final cair de 93,97 para 90,72°C e a CQ2.1 cair de 71,6 para 76,82°C.

Interessante destacar que o aumento na vazão da corrente fria 1 acarretou em uma queda notável da temperatura final da corrente quente 2, porém o inverso não ocorreu, ou seja, ao aumentar a vazão de CQ2 a CF1 não sofreu alterações apreciáveis. Isso se deve ao fato de que essa parte da corrente fria 1 que sai do trocador de calor 5 se junta com a outra parte que sai do TQ3 para então ir ao TQ2 terminar seu ciclo de troca térmica, então a influência da CQ2 fica bastante diluída, fazendo com que CF1 se mantenha praticamente constante.

### 4.3 – CONTROLE PROPORCIONAL INTEGRAL DA REDE DE TROCADORES DE CALOR – CONTROLE FEEDBACK

Para implementar o controle feedback na malha é necessário analisar cada resposta a perturbação isoladamente, realizando o pareamento de controle, aproximando a curva por uma equação modelo.

As curvas da temperatura em razão da perturbação da vazão mássica de alimentação se assemelham à resposta de uma função de transferência de primeira ordem, sendo assim elas foram aproximadas por um modelo de primeira ordem da forma da equação 46.

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{K}{\tau \cdot s + 1} \quad (46)$$

Para realizar essa aproximação foi traçada uma reta tangente ao ponto em que se iniciou a mudança de temperatura até o eixo em que a temperatura se estabilizou, desse ponto foi traçada uma perpendicular até o eixo do tempo e do ponto onde a temperatura começou a variar também foi traçada uma perpendicular até o eixo do tempo. A representação desses traçados para o controlador da corrente CQ1 é observada na Figura 22.

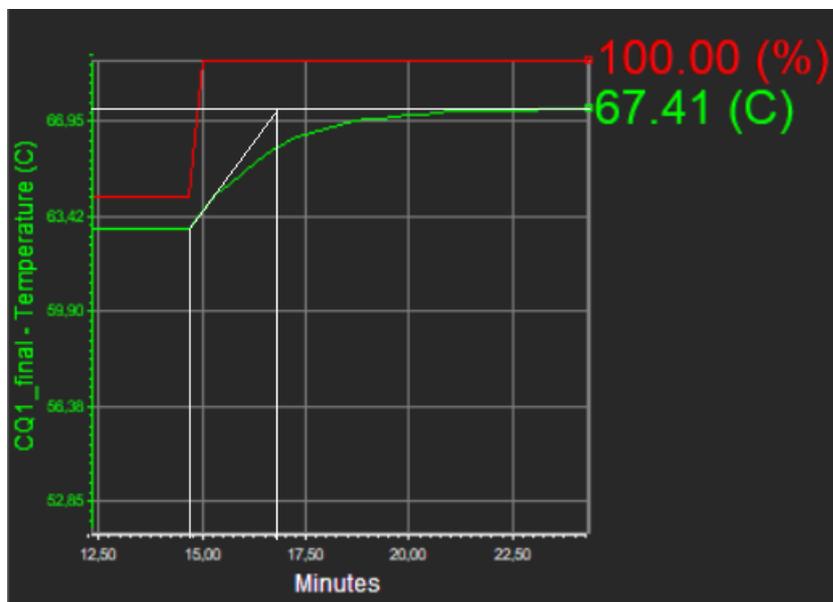


Figura 22 – Gráfico da resposta da corrente quente 1 (FONTE: o autor).

O intervalo de tempo entre as duas retas paralelas é o  $\tau$  e  $K$  é a variação da temperatura dividido pela variação da vazão, esta última na mesma unidade do eixo do tempo. O cálculo do ganho  $K$  do modelo para CQ1 é expresso na equação 47 e o de  $\tau$  na equação 48.

$$K = \frac{67,41 - 62,97}{10886 - 10004} = 5,034 \cdot 10^{-3} \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{kg/h}} \cdot 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} = 0,3020 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{kg/min}} \quad (47)$$

$$\tau = 0,825 \cdot 2,5 = 2,0625 \text{ min} \quad (48)$$

Dessa forma o modelo para a resposta de CQ1 se torna a equação 49.

$$\frac{T'(s)}{W'(s)} = \frac{0,3020}{2,0625 \cdot s + 1} \quad (49)$$

Segundo o método IMC descrito por Seborg, Edgar e Mellichamp (2004) para modelos da forma como a Equação 50 a sintonia do controlador é conforme as equações 50 e 51.

$$K_c K = \frac{\tau}{\tau_c} \quad (50)$$

$$\tau_I = \tau \quad (51)$$

A escolha de  $\tau_c$  é tratada como decisão chave para a sintonia do controlador, em que altos  $\tau_c$  produzem controladores mais moderados com menores ganhos e maiores tempos integrais. Com isso Seborg, Edgar e Mellichamp (2004) enuncia três critérios de diferentes autores para seleção desse parâmetro, entre eles o de Chien e Fruehauf (1990) que propõem  $\tau > \tau_c > \theta$ . Baseado nisso foi adotado  $\tau_c = \tau/3$  para todos os controladores.

As equações 50 e 51 para o controle de CQ1 se tornam as equações 52 e 53.

$$K_c \cdot 0,302 = \frac{2,0625}{2,0625/3} = 9,9338 \frac{^\circ\text{C}}{\text{kg/min}} \quad (52)$$

$$\tau_I = \tau = 2,0625 \text{ min} \quad (52)$$

Como o controlador projetado trata-se de um PI, ele fica da forma da equação 54.

$$G_{CQ1} = 9,9338 \cdot \left(1 + \frac{1}{2,0625 \cdot s}\right) \quad (54)$$

Seguindo o mesmo procedimento para as demais correntes tem-se as Figuras 23, 24, 25 e 26 demonstrando o traçado para as correntes CF1, CQ2.1, CQ2.2 e CF2, respectivamente.

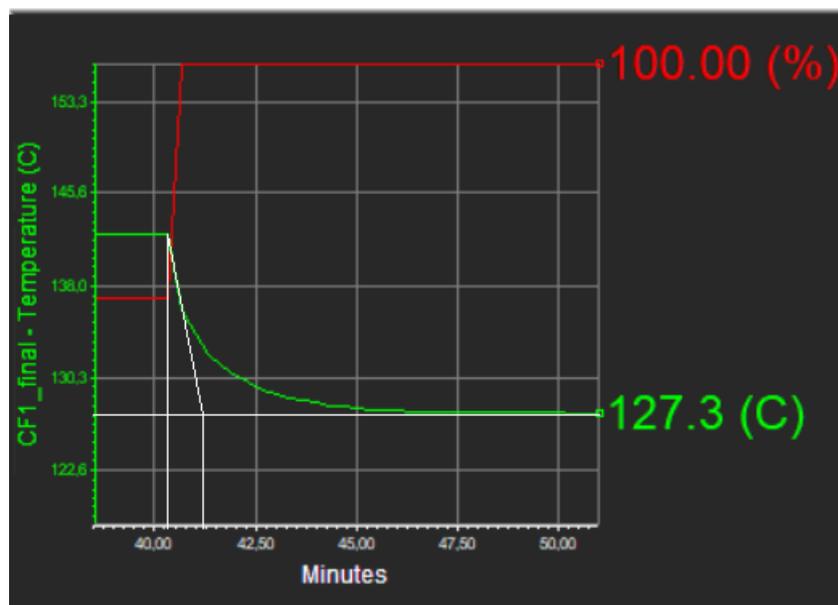


Figura 23 – Gráfico da resposta da corrente fria 1 (FONTE: o autor).

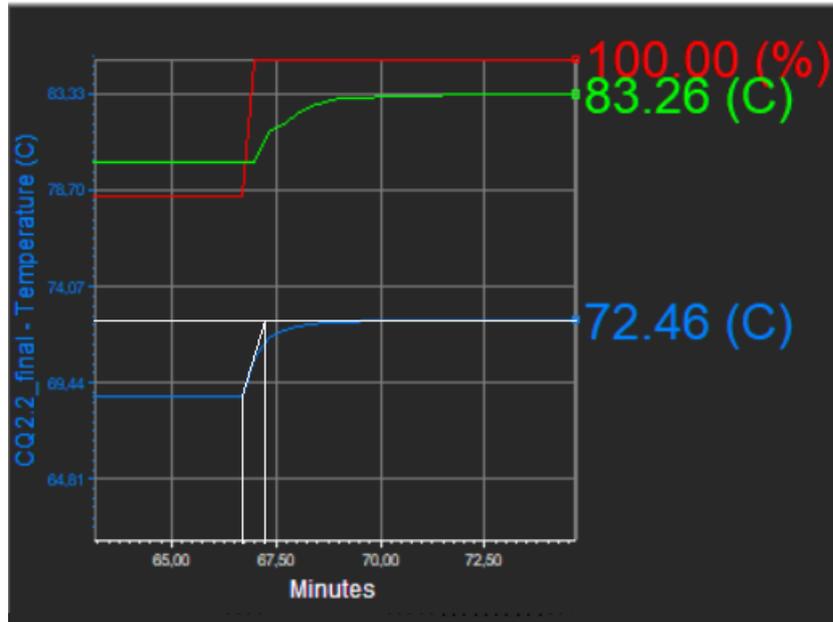


Figura 24 - Gráfico da resposta da corrente quente 2.1 (FONTE: o autor).

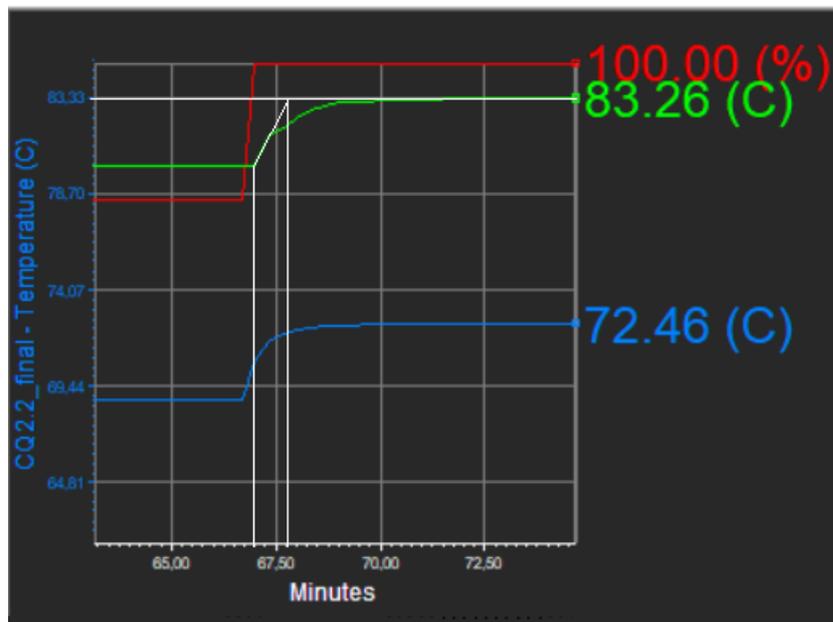


Figura 25 - Gráfico da resposta da corrente quente 2.2 (FONTE: o autor).

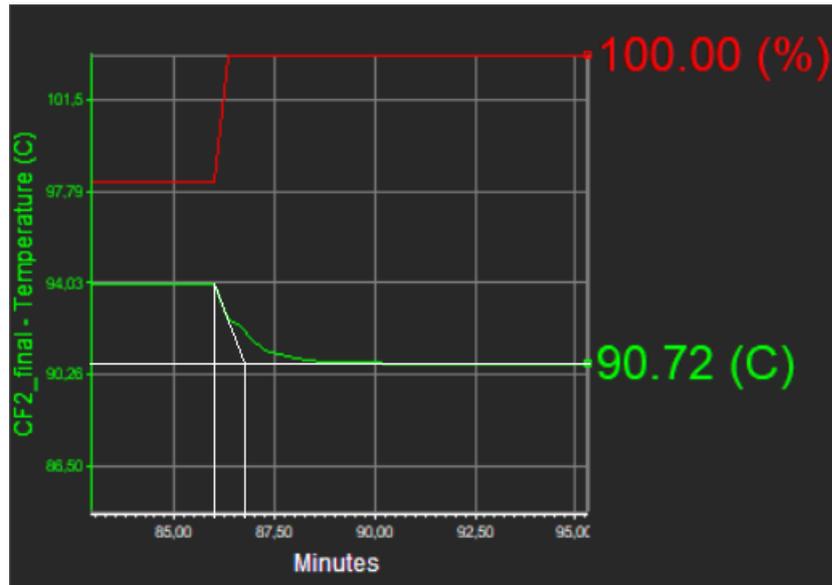


Figura 26 – Gráfico da resposta da corrente fria 2 (FONTE: o autor).

O modelo para a resposta de CF1, CQ2.1, CQ2.2 e CF2 estão dispostos nas equações 55, 56, 57 e 58, respectivamente.

$$\frac{T'(s)}{W'(s)} = \frac{-0,2131}{0,75 \cdot s + 1} \quad (55)$$

$$\frac{T'(s)}{W'(s)} = \frac{0,0536}{0,50 \cdot s + 1} \quad (56)$$

$$\frac{T'(s)}{W'(s)} = \frac{0,0467}{0,75 \cdot s + 1} \quad (57)$$

$$\frac{T'(s)}{W'(s)} = \frac{-0,0932}{0,75 \cdot s + 1} \quad (58)$$

Os controladores para CF1, CQ2.1, CQ2.2 e CF2 estão dispostos nas equações 59, 60, 61 e 62, respectivamente.

$$G_{CF1} = -14,0779 \cdot \left(1 + \frac{1}{0,75 \cdot s}\right) \quad (59)$$

$$G_{Q2.1} = 55,9701 \cdot \left(1 + \frac{1}{0,50 \cdot s}\right) \quad (60)$$

$$G_{Q2.2} = 64,2398 \cdot \left(1 + \frac{1}{0,75 \cdot s}\right) \quad (61)$$

$$G_{CF2} = -32,1888 \cdot \left(1 + \frac{1}{0,75 \cdot s}\right) \quad (62)$$

## CAPÍTULO 5 – CONCLUSÕES

O projeto completo de uma rede de trocadores de calor é bem complexo e trabalhoso, demanda um tempo considerável e certo esforço computacional. Afinal para resultados mais

precisos e detalhados é preciso passar pela resolução das equações diferenciais apresentadas no capítulo 2.1 e implementar um controlador mais eficiente, com múltiplas entradas e múltiplas saídas.

O objetivo desse trabalho foi descrever uma metodologia para criação e controle de uma RTC. Para tal foi utilizado o simulador da Honeywell, o UniSim Design, que simplifica várias etapas do processo como o cálculo dos coeficientes de troca térmica, além de refazer os cálculos de toda a rede automaticamente quando um parâmetro é alterado. Sem contar que auxilia bastante na visualização da rede pronta e interações entre as correntes na mesma.

Parte do objetivo de se construir uma rede de trocadores de calor é diminuir o custo energético, e isso foi comprovado pelos cálculos representados no capítulo 4.1 onde a demanda por utilidades do sistema caiu de 7480 MJ/h – valor esse encontrado através da soma das quantidades de calor listadas na Tabela 1 do capítulo 3 – para 1128,64 MJ/h – valor esse obtido somando UF e UQ do capítulo 4.1 e multiplicando por 3,6 para realizar a conversão para MJ/h – ou seja, uma queda de quase 85%, mas isso sem levar em consideração fatores externos como tubulação extra para realizar essas integrações entre as correntes e novos trocadores de calor.

Por isso tal prática, a integração energética, deve ser pensada desde a concepção do projeto de uma nova planta. Assegurando a elaboração de um setor otimizado energeticamente e controlável.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANAPOLSKI, J. L. P.; INDRUSIAK, M. L. S. **SÍNTESE ENERGÉTICA DE UMA REDE DE TROCADORES DE CALOR DE UM PROCESSO DE REFINO DE ÓLEO DE SOJA**. Porto Alegre, RS, PERSPECTIVA, Erechim. v. 39, n. 146, p. 27-42, 2015.

BARBARO, A; BAGAJEWICZ, M. J. *New rigorous one-step MILP formulation for heat exchanger networks synthesis*. Computers & Chemical Engineering, v. 30, publicação 8, p. 1310-1313, 2005.

BENNETT, C. O.; MYERS, J. E. **Fenômenos de transporte de quantidade de movimento, calor e massa**. São Paulo, SP, Mc Graw-Hill, 1978, 812p.

CHIEN, I. L.; FRUEHAUF, P. S. *Consider IMC Tuning to Improve Controller Performance*. Chemistry Engineering Process, v. 86, n° 10, p. 33-41, 1990.

DELATORE, F. et al. **MULTIVARIABLE OPTIMAL CONTROL OF A HEAT EXCHANGER NETWORK WITH BYPASSES**. São Paulo, Braz., J. Chem. Eng., v. 33, n. 1, p. 133-143, 2016.

DUARTE, C. R. **Curso de Operações Unitárias II**. 2018. Disponível em: <https://www.claudiofequfu.com/copia-aulas>. Acesso em: 6 set. 2019.

ESTEVES, A. C. **DESENVOLVIMENTO DE MODELO MATEMÁTICO DE TROCADOR DE CALOR TIPO CASCO-TUBOS**. Dissertação (mestrado) – Escola de Engenharia de Mauá, São Caetano do Sul, SP, 2009.

GARCIA, C. **Modelagem e Simulação de Processos Industriais e de Sistemas Eletromecânicos**. São Paulo, SP: EDUSP, 2005, 678p.

GUNDERSEN, T.; NAESS, L. **The synthesis of cost optimal heat exchanger networks: an industrial review of state of the art**. Computers & Chemical Engineering, Great Britain, v. 12, n. 6, p. 503- 530, 1987.

KERN, D. Q. **Process Heat Transfer**. USA: MacGraw-Hill KOGAKUSHA, 1965. 871p.

OLIVEIRA, S. G. et al. **The importance of control considerations for heat exchanger network synthesis: a case study**. São Paulo, Braz. J. Chem. Eng., v. 18, n. 2, p. 195-210, 2001.

SANTANA, M. F. **Síntese automática de redes de trocadores de calor a partir de análise Pinch e programação matemática**. Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química, Campinas, SP, 2012, 107p.

SEBORG, D. E., EDGAR, T. F., MELLICHAMP, D. A. **Process Dynamics and Control**. 2 ed., John Wiley & Sons, Inc., 2004, 843p.

SHENOY, U. V. **Heat Exchanger Network Synthesis: Optimization Process by Energy and Resource Analysis**. New York, Gulf Publishing Company, 1995.