

DESEMPENHO TÉRMICO E DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO UTILIZADO NO AQUECIMENTO DE CALDO DE UMA USINA DE AÇÚCAR E ÁLCOOL

Isabela Henriques¹, Roseana Soares Azevedo¹, Edilson Nunes Pollnow¹, Rafael Ferreira Gregolin¹, Bruno Arantes Moreira¹

¹Universidade Federal da Grande Dourados, Dourados, Brasil
(brunomoreira@ufgd.edu.br)

Resumo: Este trabalho analisou e dimensionou um trocador de calor casco e tubo de uma usina sucroalcooleira. Um modelo teórico com base nas metodologias de Wright, Hugot e Salla foi utilizado para comparar com o equipamento industrial real. Os resultados mostraram que o trocador industrial possuía quase o dobro da área de troca térmica para as mesmas exigências de aquecimento. Explica-se tal fato devido à menor velocidade do caldo no trocador real, o que ocasionou a redução na sua eficiência térmica.

Palavras-chave: Trocador de calor; Casco e tubo; usina sucroalcooleira; aquecimento de caldo.

1. INTRODUÇÃO

Os trocadores de calor são equipamentos amplamente utilizados em processos industriais, com a principal função de transferir calor entre dois fluidos em diferentes temperaturas, sem que eles se misturem. A eficiência desses dispositivos é essencial para garantir o desempenho adequado dos sistemas térmicos, como em sistemas de climatização, geração de energia e processos químicos.

Entre os diversos tipos de trocadores de calor, o modelo casco e tubo é o mais comum em aplicações industriais (Çengel e Ghajar, 2012). Ele é composto por numerosos tubos dispostos dentro de um casco, com seus eixos paralelos ao do próprio casco. Um fluido escoar pelo interior dos tubos, enquanto o outro circula externamente, através do casco.

Para aumentar a eficiência da transferência de calor e garantir um escoamento uniforme, normalmente são inseridas chicanas no interior do casco, forçando o fluido a percorrer um caminho mais longo. Apesar de sua ampla aplicação industrial, os trocadores casco e tubo não são recomendados para setores automotivo e aeronáutico, devido ao seu tamanho e peso relativamente elevados (Çengel e Ghajar, 2012).

Os trocadores de calor casco e tubo desempenham um papel fundamental na indústria, sendo essenciais para o controle térmico dos processos, garantindo a operação segura dos equipamentos e a eficiência energética das instalações (Salla, 2020).

Segundo Filho (2014), a indústria sucroalcooleira busca continuamente melhorar seus processos

operacionais, identificando gargalos, reduzindo ineficiências e promovendo a participação dos colaboradores na solução de problemas, muitas vezes utilizando metodologias como o brainstorming para propor melhorias e otimizar o desempenho industrial.

Nas usinas de açúcar, etanol e energia, os trocadores do tipo casco e tubo são amplamente utilizados para o aquecimento de caldo e outros processos térmicos, sendo preferidos por sua robustez, capacidade de suportar variações de pressão e facilidade de manutenção. Embora existam softwares avançados de dimensionamento, como HTRI, B-JAC e HYSYS, é imprescindível que o engenheiro compreenda os princípios do cálculo térmico, pois somente assim é possível interpretar corretamente os resultados, otimizar a operação e garantir a escolha segura e eficiente dos equipamentos (Salla, 2020).

A imagem de dois trocadores casco e tubo instalados em uma usina sucroalcooleira, são mostrados na Figura 1.



Figura 1. Trocador de calor casco e tubo instalado em uma unidade industrial.



Os trocadores de calor do tipo casco e tubo desempenham papel fundamental no processo de aquecimento do caldo nas usinas de açúcar e etanol. De acordo com Salla (2020), esses equipamentos são essenciais tanto para garantir o funcionamento adequado do decantador, quanto para otimizar o balanço energético da usina.

Segundo Salla (2020), o aquecedor é um componente fundamental no tratamento do caldo, tanto do ponto de vista de processo, ao garantir a temperatura adequada de entrada no decantador, quanto do ponto de vista energético, ao elevar a eficiência da usina e reduzir o consumo específico de vapor por tonelada de cana, liberando assim a maior quantidade possível de vapor, seja de escape ou de alta pressão, para a geração de energia elétrica.

O estudo dos trocadores casco e tubo mostra-se, portanto, relevante para as usinas brasileiras, considerando sua ampla utilização, diversidade de fabricantes e impacto direto na eficiência operacional e energética dos processos industriais.

O presente trabalho tem como objetivo analisar o desempenho de um trocador de calor ideal e de um trocador de calor real, considerando o valor do coeficiente global de transferência de calor. O estudo foi realizado com base em um trocador de calor instalado em uma usina sucroalcooleira, localizada no interior do estado do Mato Grosso do Sul.

A análise busca compreender as diferenças entre o comportamento teórico e prático do equipamento, contribuindo para a melhoria da eficiência operacional e energética das usinas brasileiras.

A escolha deste tema justifica-se pela importância dos trocadores de calor no setor industrial e energético, especialmente nas usinas de açúcar e etanol, onde a otimização do aproveitamento térmico impacta diretamente na produtividade, economia de energia e confiabilidade dos processos. Além disso, compreender as diferenças entre o desempenho ideal e real permite ao engenheiro tomar decisões mais assertivas, interpretando corretamente os resultados de softwares de dimensionamento e promovendo melhorias contínuas na operação.

2. MATERIAL E MÉTODOS

O trocador de calor analisado neste estudo é um equipamento do tipo casco e tubo utilizado na etapa de aquecimento de caldo de uma unidade industrial, localizada no interior do estado do Mato Grosso do Sul. Trata-se de um trocador selecionado e dimensionado para operação contínua no processo sucroenergético, atendendo às condições de produção da planta.

2.1 Procedimento de cálculo

A área necessária para a troca térmica no trocador casco e tubo foi determinada pela seguinte Equação (1):

$$A = \frac{Q}{U F \Delta T_{ml}} \quad (1)$$

em que A é área de troca térmica necessária, Q é carga térmica do processo, U é coeficiente global de transferência de calor, F é o fator de correção para o arranjo de escoamento (adimensional) e ΔT_{ml} é diferencial médio logarítmico de temperatura.

Os clássicos métodos para determinação do coeficiente global de transferência de calor (U), envolvem correlações com parâmetros como os números de Nusselt (Nu) e Prandtl (Pr), que tornam a sua estimativa complexa. Além disso, para trocas de calor envolvendo o aquecimento do caldo, deve-se levar em conta a grande tendência de formação de incrustações, o que torna, a análise dos intervalos de tempos de limpeza do trocador, um fator importante nas análises de projeto. Por isso, expressões para aquecedores de caldo, foram propostas de forma a auxiliar na determinação do coeficiente global de troca térmica (U).

O método de cálculo de Wright (1981) é indicado para trocadores de calor casco e tubo que operam com caldo nos tubos e vapor no casco. O coeficiente global de troca térmica (U) é calculado a partir da velocidade do caldo nos tubos e da frequência média de limpeza do trocador, conforme Equação (2)

$$U = \frac{1}{A + B + C} \quad (2)$$

sendo,

$$A = \frac{D_{int}^{0,25}}{4,35} + R_{tubo}$$

$$B = 0,0035 \times t_{horas}^{0,8} \times \left(1 + \frac{10,763}{v_{caldo}^3} \right)$$

$$C = \frac{1}{D_{int}^{-0,2} \times 0,283 \times v_{caldo}^{0,8} \times T_{caldo}^{0,467}}$$

em que D_{int} é o diâmetro interno, do tubo interno, em metros, R_{tubo} é a Resistência térmica do tubo, em $m^2.K/kW$, t_{horas} é o tempo entre as limpezas do trocador de calor, em horas, v_{caldo} é a velocidade do caldo em m/s e T_{caldo} é a temperatura média do caldo nos tubos (em graus celsius).

Para aquecedores de caldo, valores típicos de U variam entre 500 e 1000 kcal/(h·m²·°C), conforme indicado por Salla (2020). O valor adotado é definido de acordo com o estado de incrustação, condições operacionais e frequência de limpeza do equipamento.

De acordo com Hugot (1986), em velocidades baixas existe uma maior tendência das partículas sólidas, presentes no fluido se depositarem mais facilmente, gerando camadas de incrustações que podem prejudicar a eficiência do trocador. Desta forma, trabalhar com velocidades mais elevadas do fluido nos tubos aumenta não apenas a transferência calor, mas também a remoção de incrustações. No entanto, velocidades muito elevadas, levam ao aumento da perda de carga e o consequente aumento da queda de pressão na tubulação. Desta forma, a faixa indicada pelo autor de velocidade do caldo nos tubos é de 1,5 a 2,0 m/s.

As expressões para a queda de pressão em aquecedores de caldo tubulares são úteis para estimar a capacidade da bomba e para determinar a velocidade máxima do caldo que pode ser suportada.

A equação mais comumente utilizada para a queda de pressão, foi desenvolvida por Hugot (1986),

$$\Delta p = \frac{2,5 \times v_{caldo}^2 \times N_{pt} \times (L+1)}{D_{int}} \quad (3)$$

Δp é a queda de pressão no aquecedor, em kgf/m², D_{int} é o diâmetro interno, do tubo interno, em metros, v_{caldo} é a velocidade do caldo em m/s, L é o comprimento disponível para troca térmica por tubo em metros.

O aquecimento do caldo é realizado por uma bateria de aquecedores interligados em série. Salla (2020), sugere como valor de referência, manter a queda de pressão em cada aquecedor entre 0,7 e 1,0 kgf/cm². Caso o valor calculado ultrapasse esse limite, a velocidade do caldo deve ser ajustada de forma que a nova queda de pressão atenda a faixa recomendada.

A velocidade corrigida do caldo (v_{caldo}), correspondente a uma queda de pressão desejada, pode ser obtida pela Equação (4):

$$v_{caldo} = \sqrt{\frac{\Delta p D_{int}}{2,5 N_p (L+1)}} \quad (4)$$

A partir do balanço de energia, a temperatura final de saída do fluido (T_f) pode ser isolada conforme a Equação 5.

$$T_{fs} = T_{vapor} + (T_{fe} - T_{vap}) e^{\left(-\frac{UA}{\dot{m}_f \cdot c_p}\right)} \quad (5)$$

em que T_f é a temperatura final de saída do fluido (°C), T_{vapor} é a temperatura do vapor de aquecimento (°C), T_{fe} é a temperatura de entrada do fluido (°C), U é o coeficiente global de troca de calor (W/m²·K), A é a área de troca térmica (m²), $\dot{m}_f$ é a vazão mássica do fluido (kg/s) e c_p é o calor específico do fluido (J/kg·K).

2.2 Dimensionamento do Trocador de Calor de Referência Teórica

A partir dos dados de processo exigidos na operação (vazão volumétrica do caldo, temperatura de entrada e saída do caldo e temperatura do vapor) e das equações mencionadas, foram calculados para o trocador de referência teórica dois tipos de parâmetros:

1. Parâmetros geométricos e construtivos do trocador de calor: diâmetro externo do tubo (D_{ext}), diâmetro interno do tubo (D_{int}), comprimento útil (L), número de passes (N_p), número de tubos (N_t), velocidade do caldo (v) e área de troca térmica (A_t).

2. Parâmetros relacionados a troca de calor no trocador ao longo do tempo de operação: coeficiente global de troca térmica (U) e temperatura final de saída do caldo no trocador (T_f) durante 14 dias de operação.

A implementação computacional foi desenvolvida em linguagem Python, que permitiu organizar as etapas de cálculo, automatizar as iterações necessárias e garantir reprodutibilidade dos resultados obtidos. Essa abordagem contribuiu para maior precisão no tratamento dos dados e conferiu agilidade à análise dos parâmetros termodinâmicos envolvidos.

Os dados de entrada para a implementação computacional estão dispostos na Tabela 1.

Tabela 1 – Valores de entrada para a implementação computacional.

Parâmetro	Descrição	Valor de entrada
$\dot{V}_{caldo}$	Vazão volumétrica do caldo	150 m ³ /h
T_{fe}	Temperatura de entrada	75 °C
T_{fs}	Temperatura de saída	95 °C
T_{vapor}	Temperatura do vapor saturado	116 °C
T_{media}	Temperatura média	100,50 °C
T_{caldo}	Temperatura média do caldo	85,00 °C
cp	Calor específico médio	3954 J/kg·K
ρ_{caldo}	Densidade média	1015,79 kg/m ³
ΔT_{ml}	Diferença média logarítmica	29,89 °C
k_{tubo}	Condutividade térmica do tubo	16,3 W/m·K
Q	Carga térmica	3346,67 kW

2.3 Análise do Desempenho do Trocador Teórico x Real

No trocador de calor real, os parâmetros relacionados ao dimensionamento e as condições operacionais, foram obtidos diretamente na planta industrial, bem como, na placa de identificação do trocador e no desenho técnico do mesmo, incluindo o número de passes, quantidade total de tubos, diâmetros interno e externo, comprimento útil, número de espelhos, temperaturas de entrada e saída dos fluidos, pressão de operação, teor de sólidos e pureza do caldo. A vazão



de operação também foi fornecida pela usina e posteriormente convertida de m³/h para kg/s. Tais parâmetros do trocador foram utilizados para comparar o trocador de calor teórico com o real.

O coeficiente global de troca térmica (U) e a temperatura de saída do caldo no trocador (T_f), para o trocador de calor real, foram estimados utilizando como base na correlação proposta por Wright (1981) Equação 2, ou seja, da mesma forma que o teórico. No entanto, utilizou-se nos cálculos a velocidade do caldo no interior dos tubos utilizada na operação real do equipamento.

As propriedades termodinâmicas do fluido foram determinadas com base em correlações empíricas disponíveis na literatura especializada. Em particular, a densidade e o calor específico do vapor de água e do caldo, foram obtidos a partir das equações apresentadas por (Salla, 2020), conforme descrito a seguir. Tais correlações foram implementadas na linguagem de programação Python, permitindo o cálculo automatizado dos parâmetros necessários ao dimensionamento real do trocador de calor.

A densidade do vapor é calculada pela seguinte expressão empírica:

$$\rho_{\text{vapor}} = a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 + a_5T^4 + a_6T^5 \quad (8)$$

sendo, $a_1 = -4,0623$, $a_2 = 0,10277$, $a_3 = -9,7630 \times 10^{-4}$, $a_4 = 4,4752 \times 10^{-6}$, $a_5 = -1,0046 \times 10^{-8}$, $a_6 = 8,9155 \times 10^{-12}$. T é a temperatura em Kelvin e ρ_{vapor} é dado em kg/m³.

No caso do calor específico do vapor este pode ser obtido pela seguinte correlação:

$$c_{p,\text{vapor}} = c_1 + c_2T + c_3T^5 + c_4T^6 \quad (9)$$

em que $c_1 = 1,3605 \times 10^3$, $c_2 = 2,31334$, $c_3 = -2,46784 \times 10^{-10}$, $c_4 = 5,91332 \times 10^{-13}$. O parâmetro $c_{p,\text{vapor}}$ é obtido em J/(kg·K).

Para o caldo (solução sacarose-água), o calor específico é calculado conforme a Equação (4.26).

$$c_{p,\text{caldo}} = d_1 - ST(d_2 + d_3P) + d_4 \times ST \times T \quad (10)$$

em que $d_1 = 4,1868$, $d_2 = 0,0297$, $d_3 = -4,6 \times 10^{-5}$, $d_4 = 7,5 \times 10^{-5}$. O parâmetro $c_{p,\text{caldo}}$ é o calor específico do caldo obtido em kJ/kg·K, ST é o teor de sólidos totais (%), P = Pureza do caldo (%), T é a temperatura do caldo (°C).

Para temperaturas entre 0 e 100°C, a densidade do caldo é dada por:

$$\rho_{\text{caldo}} = \frac{(q + q_1 + q_2)}{q_3 + p_1 + p_2 + p_3 + p_4 + p_5} \times \frac{1}{1000} + \text{delg} \quad (11)$$

sendo,

$$q = 999,84 + 16,95t - 0,08t^2$$

$$q_1 = -6,42 \times 10^{-5}t^3 + 1,508 \times 10^{-7}t^4$$

$$q_2 = 2,81 \times 10^{-8}t^5$$

$$q_3 = 1 + 0,0169t \quad (15)$$

$$p_1 = b_1w + b_2w^2 + b_3w^3 + b_4w^4 + b_5w^5 + b_6w^6$$

$$p_2 = (b_{11}w + b_{12}w^2 + b_{13}w^3 + b_{14}w^4 + b_{15}w^5)\tau$$

$$p_3 = (b_{21}w + b_{22}w^2 + b_{23}w^3 + b_{24}w^4)\tau^2$$

$$p_4 = (b_{31}w + b_{32}w^2 + b_{33}w^3)\tau^3$$

$$p_5 = (b_{41}w + b_{42}w^2)\tau^4$$

$$\text{delg} = \frac{(-6,93 \times 10^{-7}ST^2 - 1,165 \times 10^{-4})(P - 100)}{1000}$$

$$w = \frac{ST}{100} \quad \text{e} \quad \tau = \frac{t - 20}{100}$$

Os coeficientes empíricos utilizados são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 – Coeficientes empíricos utilizados no cálculo da densidade do caldo.

$b_1 = 385,1761$	$b_{21} = 59,7712$
$b_2 = 135,3705$	$b_{22} = 7,2491$
$b_3 = 40,9299$	$b_{23} = 12,363$
$b_4 = -3,9643$	$b_{24} = -35,4791$
$b_5 = 13,4853$	$b_{31} = -47,2207$
$b_6 = -17,289$	$b_{32} = -21,6977$
$b_{11} = -46,272$	$b_{33} = 27,6301$
$b_{12} = 7,172$	$b_{41} = 18,3184$
$b_{13} = 1,1597$	$b_{42} = 12,3081$
$b_{14} = 5,1126$	
$b_{15} = 17,5254$	

Par temperaturas entre 100 e 150°C, aplica-se a correlação alternativa para a densidade do caldo:

$$\rho_{\text{caldo}} = \frac{G + G_1T + G_2T^2}{1000} \quad (12)$$

em que:

$$G = 1008,79 + 3,80029ST + 0,0190338ST^2$$

$$G_1 = -0,288 - 0,0021ST - 7,7 \cdot 10^{-4}ST^2$$

$$G_2 = -0,002 + 0,00072ST + 4,08 \cdot 10^{-6}T^2$$

As propriedades termodinâmicas do fluido quente (vapor de água) foram determinadas a partir de dados extraídos das tabelas termodinâmicas de vapor saturado, considerando as temperaturas mais próximas disponíveis. Como a temperatura de operação do trocador de calor não é fornecida diretamente na tabela, foi necessário aplicar o método de interpolação linear para estimar os valores correspondentes de volume específico (v) e entalpia (h) nesta temperatura intermediária.

A partir dos valores interpolados, calcularam-se as densidades do vapor saturado (ρ_g) e do líquido saturado (ρ_f) bem como o calor latente de vaporização (h_{fg}), que foi obtido pela diferença entre as entalpias do vapor e do líquido saturado. Esses parâmetros serviram como base para a caracterização termodinâmica da água no dimensionamento real do trocador de calor.

No caso do fluido frio (caldo), as propriedades foram determinadas por meio das correlações empíricas propostas por (Salla, 2020), que permitem o cálculo do calor específico e da densidade em função da temperatura (t), do teor de sólidos totais (ST) e da pureza (P) do caldo.

Com o objetivo de agilizar os cálculos e minimizar erros de arredondamento, todas as expressões e procedimentos de interpolação foram implementados em um código desenvolvido na linguagem Python, que permitiu a obtenção automática das propriedades termofísicas necessárias.

Por fim, destaca-se que o procedimento de dimensionamento adotado para o trocador de calor real seguiu a mesma metodologia aplicada ao trocador de calor teórico, conforme descrito anteriormente. As etapas de cálculo, equações empregadas e correlações termofísicas permaneceram inalteradas, sendo modificados apenas os valores de algumas variáveis conforme as condições reais de operação.

Entre os parâmetros ajustados, destacam-se o número de tubos, número de passes e dimensões geométricas, que foram obtidos diretamente a partir dos dados fornecidos pela planta industrial para o trocador real.

2.4 Ferramentas Utilizadas

Para o desenvolvimento dos cálculos e processamento dos dados, foi empregada a ferramenta Google Colab, uma plataforma gratuita baseada em nuvem que permite a execução de códigos na linguagem de programação Python. Essa ferramenta foi escolhida por sua facilidade de uso, disponibilidade de recursos computacionais e integração com bibliotecas científicas, o que possibilitou a automação dos cálculos e a verificação dos resultados obtidos.

A linguagem Python foi utilizada para implementar as expressões empíricas e procedimentos de interpolação

necessários ao dimensionamento térmico do trocador de calor.

Sua aplicação permitiu maior precisão nos resultados e agilidade na realização de análises comparativas entre o trocador de calor teórico e o real.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 Parâmetros de Dimensionamento do Trocador de calor teórico e dados do Trocador Real

A comparação dos parâmetros operacionais para os trocadores teórico e real estão dispostos na Tabela 3. Os resultados obtidos referentes ao dimensionamento do trocador de calor teórico e real (parâmetros geométricos e construtivos) são apresentados na Tabela 4.

Tabela 3 – Comparação dos parâmetros operacionais calculados para os trocadores de calor Teórico e Real.

Parâmetro	Descrição	Teórico	real
U_0	Coefficiente global inicial	2.960 $\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$	2.717 $\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$
Δp	Queda de pressão	1,59 kgf/cm^2	0,58 kgf/cm^2
v_{caldo}	Velocidade do caldo	1,49 m/s	1,20 m/s
T_f	Temperatura final após 14 dias	91,77 °C	91,31 °C

Tabela 4 – Comparação dos principais parâmetros geométricos e construtivos calculados para os trocadores de calor Teórico e Real.

Parâmetro	Descrição	Teórico	real
D_{ext}	Diâmetro externo do tubo	0,0381 m	0,0381 m
D_{int}	Diâmetro interno do tubo	0,0351 m	0,0351 m
L	Comprimento útil	3,90 m	3,84 m
L_{total}	Comprimento total	4,00 m	3,92 m
A_{tubo}	Área interna por tubo	0,4231 m^2	0,4231 m^2
N_t	Número total de tubos	312	576
N_p	Número de passes	12,33 → 12	12
V	Velocidade média interna	1,49 m/s	1,20 m/s
R_{tubo}	Resistência térmica da parede	7,36 × 10 ⁻² $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$	7,36 × 10 ⁻² $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$
A_t	Área de troca térmica	128,58 m^2	243,71 m^2

Para uma melhor comparação, os principais parâmetros geométricos e construtivos dispostos na Tabela 4 estão apresentados na Figura 2.

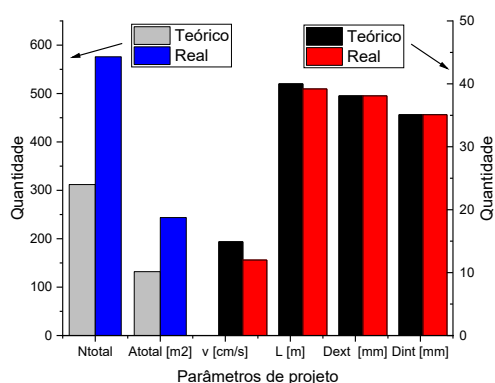


Figura 2. Comparação dos principais parâmetros geométricos e operacionais entre o trocador de calor teórico e o real.

Observa-se nas Tabela 3 e 4 e na Figura 2, que diversos parâmetros geométricos e construtivos, mostraram-se similares e alguns casos até mesmo iguais. Destacam-se o diâmetro externo e interno e o comprimento do tubo (útil e total) e o número de passes. No entanto, verifica-se que em alguns parâmetros houveram diferenças significativas.

Observa-se uma área de troca térmica de 132,01 m² para o trocador teórico e de 243,71 m² para o trocador real e de 312 tubos para teórico e 576 tubos para o real. Isso significa que para efetuar a mesma troca térmica, era necessário quase a metade da área e do número de tubos para o teórico do que era utilizado no trocador real. Explica-se essa diferença em virtude da velocidade de escoamento do caldo no trocador real, que operava abaixo do limite inferior indicado por (Hugot, 1986).

No caso do trocador real, a velocidade fornecida pelo engenheiro responsável era de 1,20 m/s. Embora esse valor tenha sido mantido na operação, ele não satisfaz a faixa recomendada para a queda de pressão, resultando em uma perda de carga de 0,58 kgf/cm², abaixo do limite inferior sugerido. Aplicando o mesmo procedimento de correção adotado no trocador teórico, verificou-se que a velocidade necessária para atender à faixa indicada por (Salla, 2020) seria de aproximadamente 1,55 m/s. Essa diferença evidencia o impacto das características construtivas e operacionais sobre o comportamento hidráulico do equipamento.

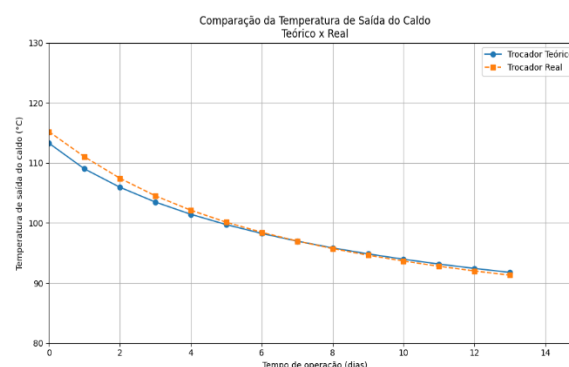
Ainda que o valor de 0,60 kgf/cm² não esteja significativamente distante do limite inferior recomendado, operar abaixo da faixa ideal pode trazer algumas desvantagens, como: redução da taxa de transferência de calor, aumento da tendência à formação de incrustações (fouling), maior tempo para atingir a temperatura desejada e maior risco de zonas de estagnação no escoamento. Por esse motivo, a avaliação da velocidade de escoamento torna-se essencial para garantir o desempenho térmico

adequado e a confiabilidade operacional do equipamento.

3.2 Análise do Desempenho Operacional dos Trocadores de Calor Teórico e Real

A Figura 3 apresenta a evolução da temperatura de saída do caldo ao longo dos dias de operação para o trocador de calor de referência teórica e o trocador de calor real.

Figura 3 – Evolução da temperatura de saída do caldo ao longo dos dias de operação para os trocadores de calor de referência teórica e real com dados reais de projeto.



Observa-se na Figura 3 que, em ambos os casos, ocorre uma redução progressiva da temperatura de saída do caldo com o aumento do tempo de operação, fenômeno diretamente associado à diminuição do coeficiente global de troca térmica (U) ao longo do período analisado. Esse comportamento é típico de trocadores de calor sujeitos ao acúmulo gradual de incrustações.

No início da operação ($t = 0$ h), o trocador teórico apresentou um coeficiente global de troca térmica de $U = 2,71 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$, enquanto o trocador real apresentou um valor ligeiramente superior, de $U = 2,96 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$. Apesar dessa diferença inicial, ambos seguem a mesma tendência de queda contínua da eficiência térmica ao longo do tempo.

Ao final de 312 horas (13 dias), o coeficiente global reduziu-se para $U = 0,35 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ no modelo teórico e para $U = 0,56 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ no modelo real. Isso representa uma redução aproximada de 87% para o modelo teórico e 81% para o modelo real, evidenciando uma degradação significativa da capacidade de transferência de calor em ambos os trocadores.

Em relação à temperatura de saída do caldo, o trocador real iniciou a operação com 115,20 °C, reduzindo-se gradualmente até 91,31 °C ao final do período. Já o trocador teórico apresentou temperaturas levemente superior ao longo de todo o intervalo analisado, iniciando com 113,52 °C e alcançando 91,77 °C após 312 horas. Assim, observa-se que o modelo teórico



manteve temperaturas de saída tipicamente entre 1 a 3 °C maiores do que aquelas obtidas pelo modelo real, reflexo das condições operacionais específicas representadas no modelo baseado em dados industriais.

De maneira geral, as curvas do trocador teórico e do real apresentaram comportamento bastante semelhante, característico de um decaimento de natureza exponencial.

Nos primeiros dias de operação, observou-se uma redução mais acentuada da temperatura de saída do caldo; entretanto, com o avanço do tempo, essa taxa de queda diminuiu, resultando em uma tendência assintótica. Esse comportamento indica que o coeficiente global de troca térmica passa a se reduzir de forma mais suave à medida que a incrustação se desenvolve, afetando progressivamente o desempenho térmico do trocador.

Nos estágios iniciais, a incrustação formada é muito fina e bem aderida ao metal, o que permite um crescimento rápido da camada e uma queda mais pronunciada da temperatura.

À medida que a espessura da incrustação aumenta, ocorre uma alteração no escoamento e o gradiente de velocidade na interface fluido-camada se intensifica, elevando a tensão de cisalhamento atuante sobre a superfície incrustada. Este aumento do cisalhamento reduz a capacidade de deposição adicional de partículas, diminuindo a taxa líquida de crescimento da incrustação. Como consequência, o aumento da resistência térmica passa a ocorrer mais lentamente, resultando na aproximação assintótica observada nas curvas ao longo do período de operação.

CONCLUSÃO

O presente trabalho analisou o desempenho térmico de um trocador de calor casco e tubos utilizados no aquecimento de caldo em uma usina sucroalcooleira, comparando dois cenários distintos: um trocador de calor de referência teórica, desenvolvido a partir de premissas clássicas de projeto, e um trocador real, elaborado com base em dados obtidos diretamente da operação industrial.

A metodologia empregada utilizou o Python apenas como ferramenta de apoio, com a finalidade de automatizar cálculos, minimizar erros manuais e gerar gráficos que facilitaram a interpretação dos resultados.

No dimensionamento do trocador de calor foi observado que diversos parâmetros geométricos e construtivos, mostraram-se bastante similares (diâmetro externo e interno, comprimento do tubo (útil e total) e o número de passes). No entanto, em alguns parâmetros houveram diferenças significativas. O trocador real precisou ter quase o dobro da área e do número de tubos para atender às exigências de

aquecimento. Explica-se tal diferença devido a velocidade de escoamento do caldo no trocador real que era de 1,20 m/s, ou seja, inferior à recomendada mínima recomendada de 1,5 m/s. Mesmo essa pequena diferença de velocidade, sua influência sobre a transferência de calor e sobre o regime de escoamento foi determinante, levando a um dimensionamento substancialmente menor para o trocador teórico.

Os trocadores (teórico e real) apresentaram comportamento térmico bastante semelhante. Nos estágios iniciais de operação, a redução da temperatura de saída mostrou-se mais acentuada, porém, com o avanço do tempo, essa taxa de queda diminuiu, produzindo uma tendência assintótica. Esse comportamento decorre da evolução da incrustação: inicialmente, a camada formada é fina e aderida ao tubo, favorecendo rápido crescimento e forte perda de desempenho; à medida que a incrustação aumenta, o escoamento gera maior tensão de cisalhamento na interface fluido-camada, reduzindo a deposição de partículas e retardando o aumento da resistência térmica, o que explica a redução gradativa da degradação observada.

Como continuidade do trabalho, recomenda-se a realização de análises dinâmicas que considerem variações instantâneas de processo, bem como a incorporação de dados reais de incrustação coletados em campo. A integração desses modelos com sistemas de monitoramento industrial também representa uma possibilidade promissora, com potencial para auxiliar na otimização do desempenho térmico e no planejamento de intervenções de manutenção.

Conclui-se que o estudo atingiu seus objetivos ao comparar diretamente o trocador teórico e o real, fornecendo subsídios relevantes para a compreensão do comportamento térmico do equipamento e contribuindo para o aperfeiçoamento operacional em unidades sucroalcooleiras.

REFERÊNCIAS

- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. *Transferência de calor e massa: uma abordagem prática*. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012.
- FILHO, W. B. *Transmissão de calor*. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2004.
- HUGOT, E. *Manual da engenharia açucareira*. v. 1. Saint-Denis: Editora Mestre Jou, 1986.
- SALLA. *Trocadores de calor nas usinas de açúcar, etanol e energia*. 1. ed. Brasil: Recanto das Letras, 2020.
- WRIGHT, P. G. *Heat transfer in the cane sugar industry*. Amsterdam: Elsevier, 1981.