

OTIMIZAÇÃO DO PROJETO DE BATERIAS DE TROCADORES DE CALOR

A. R. C. SOUZA, R. L. SILVA, A. L. H. COSTA

Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Departamento de Operações e Processos Industriais
E-mail para contato: a.rayboltt@gmail.com, rachelluiza.eng@gmail.com

RESUMO – O tema integração energética nas indústrias vem ganhando destaque devido ao encarecimento das utilidades, tornando-se indispensável a sua racionalização. A proposição de redes de trocadores de calor é uma ferramenta fundamental para a integração energética, particularmente na forma de uma bateria de trocadores. O fator determinante para esta integração é a análise de custo da bateria em relação ao consumo de utilidade. O presente trabalho apresenta a utilização de uma ferramenta computacional de otimização, a fim de projetar baterias de trocadores de calor minimizando o investimento nos trocadores. Para isso, é proposto um problema de programação não-linear inteira mista contemplando todas as equações referentes ao projeto de trocadores casco-e-tubo. Através de um exemplo típico da prática industrial, o desempenho da metodologia proposta é ilustrado.

1. INTRODUÇÃO

O aumento dos custos de energia acarretou desde a década de 70 um grande esforço tecnológico para aumentar a eficiência energética de plantas de processo. As técnicas de integração energética tornaram-se ferramentas fundamentais para a confecção de fluxogramas de processo capazes de reduzir o consumo de utilidades. Os alinhamentos das correntes nas plantas mais modernas se tornaram muito mais complexos que no passado, quando o preço da energia não era um fator crítico na rentabilidade das empresas.

Apesar das estruturas de transferência de calor terem se tornado cada vez mais integradas, a abordagem convencional para o projeto dos equipamentos ainda trata cada equipamento de forma individual, não explorando potenciais ganhos avindos da sua interconexão. Este padrão permanece mesmo em artigos mais recentes devotados ao projeto ótimo de trocadores (Ayras e Bayramoglu, 2012; Hadidi et al., 2013). Em paralelo, há trabalhos já publicados que buscam contemplar de forma mais realista o projeto dos trocadores na síntese da rede (Mizutani et al., 2003).

Buscando contribuir na interface da literatura entre redes e projeto de equipamentos térmicos, explorando assim o projeto de equipamentos térmicos interligados, o presente trabalho apresenta uma proposta de otimização do projeto simultâneo de trocadores de calor presentes em baterias de troca térmica. Estas baterias são estruturas formadas por uma corrente que troca calor com uma sequência de outras correntes através de um conjunto de trocadores interligados em série. Exemplos de baterias de trocadores de calor em esquemas de integração energética podem ser encontradas no pré-aquecimento de óleo cru no refino de petróleo e no resfriamento da corrente de gás de síntese em

unidades de reforma com vapor. A abordagem proposta é baseada na resolução de um problema de programação não-linear inteira mista (MINLP) capaz de identificar os principais parâmetros construtivos de cada equipamento da bateria.

Um aspecto chave na presente proposta é o gerenciamento da queda de pressão ao longo dos diversos equipamentos. Com este objetivo, foram estudadas duas estratégias: uma abordagem tradicional e uma abordagem otimizada. Na abordagem tradicional, a queda de pressão em cada equipamento é estabelecida de forma individual, de maneira que cada equipamento está sujeito a uma restrição hidráulica em separado. Na abordagem otimizada, a queda de pressão do conjunto de trocadores é única, sendo a sua distribuição entre os diferentes equipamentos, resultado da própria otimização.

2. FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

2.1. Descrição da Rede de Trocadores de Calor

Considera-se que a rede de trocadores de calor é formada por um conjunto de trocadores casco e tubo em série que são representados pelo índice $j \in J$. Esta rede possui uma corrente fria que troca calor com diferentes correntes quentes. As correntes são identificadas pelo índice $n \in N$, sendo divididas entre correntes quentes (H) e correntes frias (C). A mesma abordagem poderia ser empregada no caso de uma corrente quente trocando calor com uma série de correntes frias.

2.2. Função Objetivo

O objetivo deste trabalho é minimizar o investimento (I) dos trocadores, sendo representada pela soma dos custos de cada trocador (Agarwal e Gupta, 2008). A Equação 1 apresenta a função objetivo utilizada, onde A_{real} é área real de cada trocador, em m^2 .

$$\min I = \sum_{j \in J} 30000 + 750(A_{real_j})^{0,81} \quad (1)$$

2.3. Restrições

Para os cálculos do número de passes nos tubos (N_{pt}) e do número de tubos por passe (N_{tp}) de cada trocador, foram utilizadas as restrições expressas nas Equações 2, 3 e 4 (Mizutani *et al.*, 2003):

$$N_{pt_j} - y_{j,1} - 2y_{j,2} - 4y_{j,3} - 6y_{j,4} - 8y_{j,5} = 0, \quad \forall j \in J \quad (2)$$

$$\sum_{x \in X} y_{j,x} = 1, \quad \forall j \in J \quad (3)$$

$$N_{tt_j} - N_{tp_j}N_{pt_j} = 0, \quad \forall j \in J \quad (4)$$

onde N_{tt} é o número total de tubos e $y_{i,x}$ é uma variável binária que determina o número de passes nos tubos, sendo $x \in X = \{1, \dots, 5\}$ correspondendo, respectivamente, aos número de passes 1,2,4, 6 e 8.

As restrições expressas nas Equações 5 e 6 descrevem o cálculo da velocidade (v) das corrente quente e fria e as apresentadas na Equações 7 e 8 determinam o número de Reynolds das correntes (Re):

$$v_{j,n} \frac{\pi dt_j^2}{4} - \frac{m_{j,n}/\rho_{j,n}}{Ntp_j} = 0, \quad \forall j \in J, n \in C \quad (5)$$

$$A_{c_j} v_{j,n} \rho_{j,n} - m_{j,n} = 0, \quad \forall j \in J, n \in H \quad (6)$$

$$Re_{j,n} \mu_{j,n} - dt_j v_{j,n} \rho_{j,n} = 0, \quad \forall j \in J, n \in C \quad (7)$$

$$Re_{j,n} \mu_{j,n} - Deq_j v_{j,n} \rho_{j,n} = 0, \quad \forall j \in J, n \in H \quad (8)$$

onde dt_i é o diâmetro interno dos tubos em m, Deq é o diâmetro equivalente do casco em m, m é a vazão mássica da corrente em kg/s, ρ é a massa específica da corrente em kg/m³, μ é a viscosidades das correntes em Pa.s e A_{c_j} é a área de escoamento do casco em m².

A área de escoamento no casco é determinada pela Equação 9 e o diâmetro do casco (D_s) pela Equação 10,

$$A_{c_j} Ltp_j - D_s (Ltp_j - dte_j) Lbc_j = 0, \quad \forall j \in J \quad (9)$$

$$Ntt_j Ltp_j^2 Fb_j - F_s \frac{D_s^2 \pi}{4} = 0, \quad \forall j \in J \quad (10)$$

onde Ltp é o passo do feixe, Lbc é o espaçamento central das chicanas em m, dte é diâmetro externo dos tubos em m, Fb é igual a 1 para arranjo quadrado e igual a 0,866 para arranjo triangular e F_s foi considerado igual a 0,93 para um passe e 0,90 para $Npt > 1$.

Para a descrição do número de Nusselt (Nu) e do coeficiente de convecção (h), foram utilizadas a correlação de Dittus-Boelter para o lado dos tubos (Incropera et al., 2008) e Kern para o lado do casco (Kern, 1980), sendo ambos os coeficientes de convecção individuais agrupados no coeficiente global de transferência de calor:

$$Nu_{j,n} - 0,023 Re_{j,n}^{0,8} Pr_{j,n}^{0,4} = 0, \quad \forall j \in J, n \in C \quad (11)$$

$$Nu_{j,n} - 0,36 Re_{j,n}^{0,55} Pr_{j,n}^{1/3} = 0, \quad \forall j \in J, n \in H \quad (12)$$

$$h_{j,n} dt_j - Nu_{j,n} k_{j,n} = 0, \quad \forall j \in J, n \in H \quad (13)$$

$$h_{j,n} Deq_j - Nu_{j,n} k_{j,n} = 0, \quad \forall j \in J, \quad n \in C \quad (14)$$

$$\frac{1}{U_j} - \left[\frac{dte_j}{h_{j,c} dti_j} + Rf_{j,c} \frac{dte_j}{dti_j} + \frac{dte_j \ln(dte_j/dti_j)}{2 k_{tubo_j}} + Rf_{j,h} + \frac{1}{h_{j,h}} \right] = 0, \quad \forall j \in J \quad (15)$$

onde Pr é o número de Prandtl, k condutividade térmica das correntes em W/m.K, Rf é a resistência térmica do depósito em m²K/W e k_{tubo} é a condutividade térmica dos tubos em W/m.K.

As restrições mostradas nas Equações 16, 17, 18, 19, são utilizadas no cálculo do fator de correção (F), da área requerida (A_{req}), da área real e do excesso de área, respectivamente,

$$F_j - y_{j,1} - Fmulti_j(1 - y_{j,1}) = 0, \quad \forall j \in J \quad (16)$$

$$A_{req_j} U_j Tlm_j F_j - Q_j = 0, \quad \forall j \in J \quad (17)$$

$$Ntt_j \pi dte_j L_j - A_{real_j} = 0, \quad \forall j \in J \quad (18)$$

$$A_{real_j} - A_{req_j} - 0,1 A_{req_j} \geq 0, \quad \forall j \in J \quad (19)$$

onde $Fmulti$ é o fator de correção para múltiplos passes, Tlm é a média logarítmica das diferenças de temperatura em °C, Q é a carga térmica em W e L é comprimento dos tubos em m.

O fator de atrito em cada corrente (fat) é determinado pelas Equações 20 e 21 e a queda de pressão (ΔP) é mostrada nas Equações 22 e 23,

$$fat_{j,n} - 0,014 - \frac{1,056}{Re_{j,n}^{0,42}} = 0, \quad \forall j \in J, \quad n \in C \quad (20)$$

$$fat_{j,n} - 1,728 Re_{j,n}^{-0,188} = 0, \quad \forall j \in J, \quad n \in H \quad (21)$$

$$\frac{\Delta P_{j,n} 10^5}{\rho_{j,n} g} - fat_{j,n} \frac{Npt_j L_j v_{j,n}^2}{dti_j 2g} - Kpres_j Npt_j \frac{v_{j,n}^2}{2g} = 0, \quad \forall j \in J, n \in C \quad (22)$$

$$\Delta P_{j,n} 10^5 - \frac{fat_{j,n} m_{j,n} Ds_j (L_j / Lbc_j)}{2 \rho_{j,n} Deq_j A_{c_j}^2} = 0, \quad \forall j \in J, \quad n \in H \quad (23)$$

onde $Kpres$ foi considerado igual a 0,90 para um passe e 1,60 para $Npt > 1$ e g é a gravidade, em m/s².

Os limites inferiores e superiores das variáveis também são apresentados como restrições. Na formulação matemática do projeto integrado dos trocadores, o limite de queda de pressão disponível para a corrente fria é uma restrição mostrada na Equação 24:

$$\sum_{j \in J} \Delta P_{j,n} \leq \Delta P_{disp}, \quad n \in C \quad (24)$$

3. RESULTADOS

Para a aplicação da programação matemática utilizou-se como base um exemplo de bateria de trocadores de calor composta por três trocadores em série, que devem aquecer uma corrente fria através de três correntes quentes, conforme apresenta a Figura 1. Neste exemplo considera-se que a corrente fria é fortemente restringida do ponto de vista hidráulico.

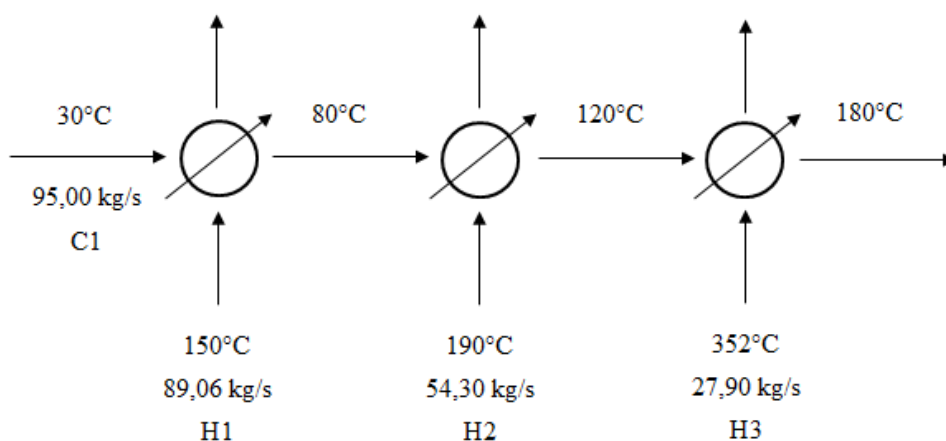


Figura 1 – Fluxograma do processo de produção.

Os dados das correntes da bateria encontram-se apresentados na Tabela 1. As correntes C1, H1 e H2 possuem propriedades típicas de correntes líquidas e H3 possui propriedades típicas de uma corrente gasosa.

Tabela 1 – Dados das correntes

Dados	C1	H1	H2	H3
ρ (kg/m ³)	1000	750	1000	117,64
C_p (J/kg.K)	4200	2800	4200	18300
μ (Pa.s)	$1,00 \cdot 10^{-3}$	$0,70 \cdot 10^{-3}$	$1,00 \cdot 10^{-3}$	$0,03 \cdot 10^{-3}$
k (W/m.K)	0,6	0,9	0,6	0,121
R_f (m ² .K/W)	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
ΔP_{disp} (bar)	3,00	0,70	0,70	0,20

Os seguintes parâmetros não são objeto de otimização, sendo definidos a priori: diâmetro dos tubos de 3/4 in, com diâmetro externo de 0,01905 m e diâmetro interno de 0,01652 m, condutividade térmica dos tubos de 52,9 W/(m.K), razão de passo de 1,25, com os tubos dispostos em um arranjo triangular.

Conforme dito anteriormente, o problema proposto foi resolvido de duas maneiras. Na primeira, utilizou-se uma abordagem mais tradicional, restringindo a queda de pressão disponível, na corrente fria, para cada trocador como sendo de 1 bar. Na segunda forma, estabeleceu-se um limite de queda de pressão para a bateria inteira de 3 bar, ou seja, a perda de carga disponível para cada trocador é manipulada livremente pela ferramenta computacional. Esta abordagem procura definir as quedas de pressão em cada trocador tendo como objetivo minimizar o custo do investimento na bateria.

A solução da programação matemática do tipo não-linear inteira mista (MINLP) foi obtida utilizando-se como ferramenta computacional de otimização o software GAMS visa o Solver DICOPT. Os resultados para cada caso estudado são apresentados nas Tabelas 2 e 3.

Tabela 2 – Solução para o caso tradicional

	1° Trocador	2° Trocador	3° Trocador
Área (m ²)	329,64	231,94	86,29
N_{pt}	6	4	4
N_{tt}	1337	778	590
v_c (m/s)	1,99	2,28	3,00
v_h (m/s)	1,12	0,87	2,90
D_s (m)	0,96	0,73	0,64
L (m)	4,12	4,98	2,44
ΔP_c (bar)	1,00	1,00	0,96
ΔP_h (bar)	0,70	0,70	0,16
h_c (W/m ² K)	7467,30	8325,39	10375,60
h_h (W/m ² K)	6400,10	5254,13	3857,53
U (W/m ² K)	1812,75	1754,97	1635,73

Tabela 3 – Solução para o caso otimizado

	1° Trocador	2° Trocador	3° Trocador
Área (m ²)	315,09	228,68	88,08
N_{pt}	6	4	2
N_{tt}	1093	725	545
v_c (m/s)	2,43	2,44	1,63
v_h (m/s)	1,14	0,87	3,13
D_s (m)	0,87	0,71	0,61
L (m)	4,81	5,26	2,7
ΔP_c (bar)	1,65	1,19	0,17
ΔP_h (bar)	0,70	0,70	0,20
h_c (W/m ² K)	8772,51	8800,73	6357,41
h_h (W/m ² K)	6456,86	5268,69	4027,31
U (W/m ² K)	1896,47	1780,00	1491,06

Os resultados do custo e da área total obtidos no caso tradicional e no otimizado são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 – Comparação entre os casos

	Caso tradicional	Caso otimizado	Variação (%)
Custo (\$)	261 710	258 520	1,2
Área (m ²)	647,87	631,85	2,5

Pode-se ver na Tabela 4 que a função objetivo que se refere ao custo dos trocadores apresentou uma redução de 1,2% no caso otimizado, devido à redução de 2,5% da área total dos trocadores para o mesmo caso.

Analisando as Tabelas 3 e 4, observa-se que houve uma variação na queda de pressão da corrente fria nos trocadores. No caso otimizado, os dois primeiros trocadores obtiveram um aumento na queda de pressão disponível, ocorrendo a diminuição da área e o aumento da velocidade e do coeficiente de convecção. Entretanto, no terceiro trocador observa-se o inverso, houve uma diminuição da queda de pressão disponível, ocasionando uma diminuição na velocidade e no coeficiente de convecção, que gera um aumento na área e no custo do trocador. Porém, este aumento é pequeno, devido ao coeficiente de convecção dominante ser o da corrente quente neste trocador de calor. Como consequência, atinge-se uma configuração de projeto simultâneo mais barata.

4. CONCLUSÃO

A formulação matemática desenvolvida neste trabalho pode ser utilizada no projeto preliminar simultâneo de trocadores de calor presentes em baterias, estrutura muito comum em redes de trocadores de calor. O problema resultante corresponde a uma otimização não-linear inteira mista (MINLP). Neste caso, a queda de pressão disponível na corrente não é previamente alocada para cada trocador individual da bateria e sim para a totalidade da corrente, sendo a distribuição da queda de pressão um componente da otimização. A comparação do desempenho da proposta com uma abordagem de otimização mais tradicional, baseada apenas no estabelecimento de uma queda de pressão fixa para cada equipamento, mostrou que a ferramenta de otimização é capaz de alcançar uma redução de custos no investimento total da bateria.

5. REFERÊNCIAS

- AGARWAL, A., GUPTA, S. K. Jumping gene adaptations of NSGA-II and their use in the multi-objective optimal design of shell and tube heat exchangers. *Chem. Eng. Res. and Design*, v. 86, p. 123-139, 2008.
- ARAS, O., BAYRAMOGLU, M. A MINLP study on shell and tube heat exchanger: hybrid branchand bound/meta-heuristics approaches. *Ind. Eng. Chem. Res.*, v. 51, p. 14158-14170, 2012.
- HADIDI, A.; HADIDI, M.; NAZARI, A. A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using imperialist competitive algorithm (ICA) from economic point of view. *Energy Conv.*

Managem., v. 67, p. 66-74, 2013.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2008.

KERN, D. Q. *Processos de Transmissão de Calor*. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Koogan S.A., 1980.

MIZUTANI, F. T., PESSOA, F. L. P., QUEIROZ, E. M., HAUAN, S., GROSSMANN, I. E. Mathematical programming model for heat-exchanger network synthesis including detailed heat-exchanger designs. 1. Shell-and-Tube Heat-Exchanger Design. *Ind. Eng. Chem. Res.*, v. 42, p. 4009-4018, 2003.

PANCHAL, C. B.; HUANGFU, E. Effects of mitigation fouling on the energy efficiency of crude-oil distillation. *Heat Transfer Engineering*, v. 21, p. 3-9, 2000.