

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

OTIMIZAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR TIPO CASCO-E-TUBO USANDO  
ALGORITMOS GENÉTICOS

por

Marcelo Bolzan Lisbôa

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, julho de 2017



Universidade Federal do Rio Grande do Sul  
Escola de Engenharia  
Departamento de Engenharia Mecânica

OTIMIZAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR TIPO CASCO-E-TUBO USANDO  
ALGORITMOS GENÉTICOS

por

Marcelo Bolzan Lisbôa

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr.<sup>a</sup> Thamy Cristina Hayashi  
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **ENERGIA E FENÔMENOS DE TRANSPORTE**

Orientador: Prof. Dr. Felipe Roman Centeno

Comissão de Avaliação:

Prof. Herbert Martins Gomes

Prof. Guilherme Crivelli Fraga

Prof.<sup>a</sup> Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 20 de julho de 2017

Lisbôa, M.B. **Otimização de trocadores de calor tipo casco-e-tubo usando Algoritmos Genéticos**. 2017.15f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017

## **RESUMO**

Trocadores de calor tipo casco-e-tubo projetados pelo método convencional podem apresentar elevados custos operacionais. Com o objetivo de projetar trocadores de calor com custos menores, o presente trabalho realiza a otimização de trocadores de calor empregando Algoritmos Genéticos, possibilitando a determinação da melhor combinação de dimensões do equipamento, utilizando a modelagem matemática do método Kern, sendo que o projeto deve atender à demanda de transferência de calor e redução de custos. A metodologia de otimização empregada no presente estudo apresentou custos totais com redução de até 46% em relação ao método convencional, garantindo grandes economias no emprego deste tipo de trocador de calor.

**PALAVRAS-CHAVE:** Algoritmos genéticos, Trocador de calor casco-e-tubo, Projeto de trocador de calor, Método Kern.

Lisbôa, M.B. **Optimization of shell-and-tube heat exchangers using Genetic Algorithms.** 2017.15f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

## **ABSTRACT**

Shell-and-Tube heat exchangers designed by the conventional method might have high operating costs. With the objective of designing heat exchangers with lower costs, the present work optimizes heat exchangers using Genetic Algorithms, enabling the determination of the best combination of equipment dimensions, using the mathematical modeling of the Kern method and the project has to attend the demands of heat transfer and cost reduction. The optimization methodology employed in the present study presented total costs with reduction of up to 46% in relation to the conventional method, guaranteeing great savings in the use of this type of heat exchanger.

**KEYWORDS:** Genetic algorithms, Shell-and-tube heat exchangers, Heat exchanger design, Kern method.

## ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO.....	01
2. OBJETIVOS.....	01
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	02
3.1. TROCADORES DE CALOR TIPO CASCO-E-TUBO.....	02
3.2. ALGORITMOS GENÉTICOS.....	03
3.3. MODELO MATEMÁTICO.....	03
3.3.1. TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	03
3.3.2. PERDA DE CARGA.....	07
3.3.3. CUSTO DE OPERAÇÃO.....	08
4. METODOLOGIA.....	08
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	09
6. CONCLUSÕES.....	14
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	15

## 1. INTRODUÇÃO

Processos de transferência de calor são comumente empregados em aplicações relativas à geração de potência, estabilidade de processos químicos, geradores de vapor, condensadores e até mesmo condicionamento térmico, tanto nas industriais como também em grandes centros comerciais. Por apresentarem boa relação entre a área de troca e o volume ocupado, além de apresentarem facilidade de manutenção e flexibilidade de condições de serviço frente a outros tipos de trocadores de calor, os trocadores de calor tipo casco-e-tubo são largamente utilizados.

Os métodos convencionais de projeto de trocadores de calor que usualmente são utilizados consistem no emprego de estimativas iniciais de coeficientes de troca de calor dos fluidos de trabalho e a experiência acumulada em projetos anteriores para posteriormente calcular-se as dimensões que atendam às limitações físicas (por exemplo, comprimento).

Tais métodos tornam difíceis a minimização dos custos, pois seriam necessárias muitas iterações e testes de inúmeros parâmetros para encontrar-se o melhor possível, requerendo muito tempo para tal análise. A solução para isto é o emprego de métodos de otimização, entre os quais se destacam os Algoritmos Genéticos.

Algoritmos Genéticos são algoritmos de otimização baseados na seleção natural e genética. A cada iteração, chamada de geração, são selecionados os indivíduos (resultados) mais bem adaptados, que são utilizados como direção para a melhor solução. Tal lógica é usualmente utilizada para a solução de problemas iterativos, como controle de sistemas dinâmicos, composição musical, evolução iterativa de imagens e otimizações.

Trabalhos anteriores como o desenvolvido por Caputo et al., 2008, analisaram o custo de operação e otimização de trocadores de calor através de Algoritmos Genéticos, tendo como variáveis os diâmetros dos tubos e o espaçamento entre as chicanas, porém com o passo transversal relacionado ao diâmetro do tubo, e tendo fixos as temperaturas, as vazões e a configuração de número de passes e o arranjo de tubos, onde analisou três casos proposto para trocadores operando com metanol e água salobra, querosene e óleo e água destilada e água bruta, apresentando reduções de custos entre 55,1 e 93,9%.

Selbaş, 2006, estudou o caso de um trocador do tipo casco-e-tubo com taxa de transferência de calor de 2.093 kW, operando com água em ambos os escoamentos, e avaliando a performance da otimização através de Algoritmos Genéticos. O estudo concluiu que o método reduziu significativamente o tempo de processamento e obteve múltiplas soluções com a mesma qualidade.

Outro trabalho relevante foi o desenvolvido por Martines et al., 2016, analisando a otimização de trocadores de calor do tipo casco-e-tubo através de Algoritmos Genéticos. Mariani et al., 2016, também avaliou o uso de Algoritmo Genético para a otimização de trocadores de calor do tipo placas.

## 2. OBJETIVOS

O objetivo do presente trabalho é avaliar a redução de custos de operação e instalação de um trocador de calor do tipo casco-e-tubo com o emprego de algoritmos genéticos para a sua otimização, obtendo a melhor combinação entre diâmetro do casco, diâmetro do tubo, espaçamento entre as chicanas e passo transversal, visando a redução de perda de carga e conseqüente diminuição da potência de bombeamento, porém também objetivando a otimização da área de troca e coeficiente de transferência de calor.

### 3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresenta uma breve explicação sobre trocadores de calor casco-e-tubo e sobre Algoritmos Genéticos. Ainda, é apresentada a modelagem matemática referente à transferência de calor, perda de carga, e análise de custos.

#### 3.1 TROCADORES DE CALOR TIPO CASCO-E-TUBO.

Trocadores de calor são sistemas utilizados para realizar a troca de calor entre dois fluidos, um quente e outro frio, para atender as necessidades da instalação, podendo ser empregados como aquecedores, refrigeradores, condicionadores de ar, geração de potência, refinarias de óleo e gás natural, plantas de energia nuclear e tratamento de água. Há dois tipos fundamentais de trocadores, os que operam com o contato direto entre os dois fluidos e os que operam através de uma superfície de contato que os mantem separados fisicamente, dentre o qual se destaca o modelo de casco e tubo.

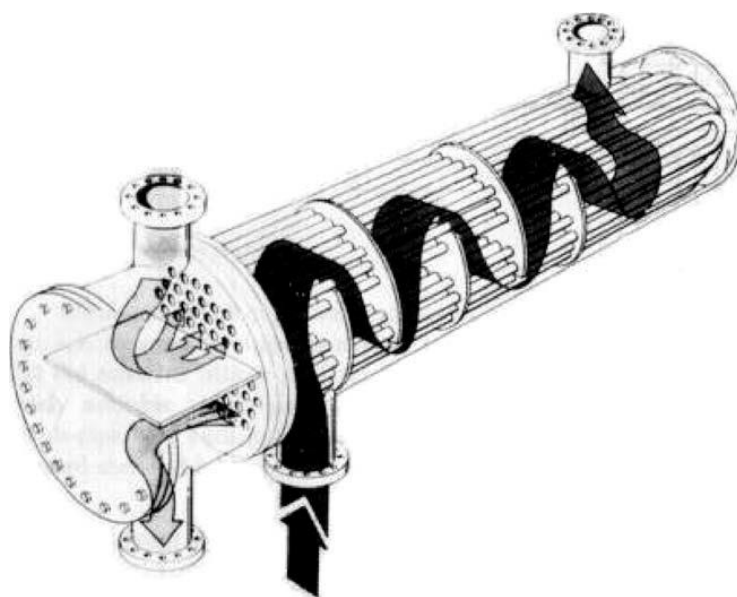


Figura 3.1: Trocador de calor tipo casco-e-tubo [Selbaş et.al. 2006].

Na figura 3.1 nota-se o escoamento em cinza representa o fluido dos tubos, com dois passes, entrando pela parte superior, percorrendo os tubos e saindo pelo mesmo lado, na parte inferior, sem mistura com o fluido na entrada. Em preto é representado o fluido do lado do casco em um passe, o qual o fluido escoar na parte externa aos tubos, sendo direcionado pelas chicanas, placas dispostas transversalmente ao eixo principal, que tem a função de aumentar o coeficiente de transferência de calor.

Segundo Kakaç e Liu, 2002, Trocadores de calor tipo casco-e-tubo apresentam como vantagem relativa grande relação entre a área de transferência de calor e o volume ocupado, além de apresentarem facilidade de limpeza. Também apresentam grande flexibilidade para atender diversos tipos de serviços, além de apresentarem um projeto confiável e facilidade de compra, viabilizando seu sucesso e construção. Também como vantagem, tem-se a possibilidade de ser projetados para grande pressão relativa ao ambiente e alta diferença de pressão entre os fluidos.

## 3.2 ALGORITMOS GENÉTICOS

A metodologia de otimização denominada Algoritmos Genéticos foi desenvolvida por John Holland e sua equipe na universidade de Michigan durante o meio da década de 1970, sendo posteriormente popularizado por David Goldberg no final da década de 1980. Essa metodologia é composta por um conjunto de operações computacionais baseadas no princípio da genética, onde um conjunto de indivíduos interagindo com um ambiente evoluem através da reprodução, seleção e mutação, selecionando o indivíduo mais bem adaptado. Computacionalmente, os cromossomos são representados por valores binários.

Conforme descrito por Selbaş, 2006, o método primeiramente cria uma população inicial, que descreve uma solução em potencial, para iniciar a pesquisa, chamada de cromossomos. O desempenho dos cromossomos é avaliado em relação a função de ajuste. Conforme seu desempenho, eles são selecionados para a utilização na próxima etapa, a manipulação genética. Durante essa etapa duas operações são realizadas, o cruzamento, onde recombina os bits de cada um dos cromossomos selecionados. A segunda operação é a chamada mutação, onde bits aleatórios são alterados, o que ajuda a melhorar a aproximação da equação de ajuste. Este ciclo é repetido até que se alcancem os critérios de parada desejados.

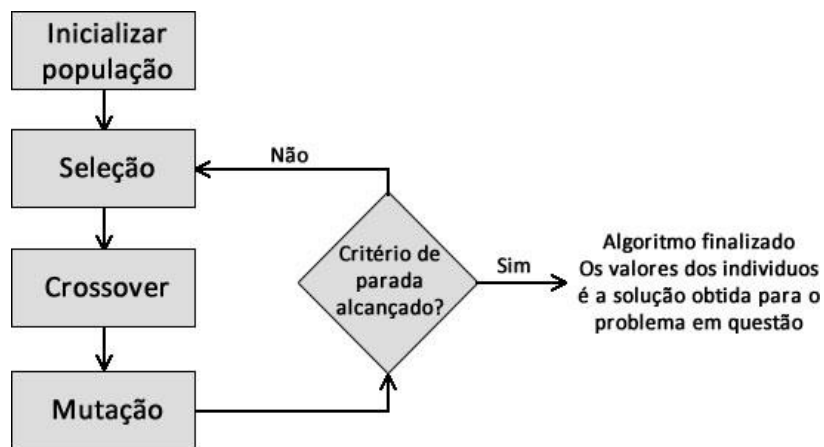


Figura 3.2: Fluxograma de resolução de algoritmo genético [Pacheco, A. 2016]

Na figura 3.2 explica-se o método de solução de algoritmos genéticos. Entre as principais diferenças do método de algoritmos genéticos comparado com outros métodos de otimização, destaca-se que o algoritmo utiliza uma função objetivo para ser otimizada, e não gradientes, utiliza-se como busca um conjunto de indivíduos numa população e não sobre simples indivíduos, e usa-se de regras de transição probabilísticas e não determinísticas.

## 3.3 MODELO MATEMÁTICO

### 3.3.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

De acordo com Kakaç e Liu, 2002, a taxa de transferência de calor,  $Q$  [W], para um trocador de calor é definida por:

$$Q = U \cdot A \cdot F_a \cdot \Delta T_{lm} \quad (3.1)$$



onde  $U$  [ $W/m^2.K$ ] é o coeficiente de transferência de calor total,  $A$  é a área de troca do trocador de calor,  $F_a$  é o fator de correção para escoamento que não seja cruzado, e  $\Delta T_{lm}$  é a diferença de temperatura logarítmica para escoamento cruzado, dada por:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{is} - T_{ot}) - (T_{os} - T_{it})}{\ln(T_{is} - T_{ot}) - (T_{os} - T_{it})} \quad (3.2)$$

onde  $T_{is}$  [K] e  $T_{os}$  [K] são a temperatura de entrada e saída do fluido no casco, respectivamente, e  $T_{it}$  [K] e  $T_{ot}$  [K] são a temperatura de entrada e saída do fluido nos tubos, respectivamente.

O fator de correção  $F_a$  pode ser calculado através da correlação empírica, função das temperaturas do trocador, proposta por Kern, 1983, válida para trocadores com um passo no casco e múltiplos de dois passes nos tubos:

$$F_a = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{(R - 1)} \cdot \frac{\ln\left(\frac{(1 - P)}{(1 - P \cdot R)}\right)}{\ln\left(\frac{2 - P \cdot R - P + P \cdot \sqrt{R^2 + 1}}{2 - P \cdot R - P - P \cdot \sqrt{R^2 + 1}}\right)} \quad (3.3)$$

onde:

$$P = \frac{(T_{ot} - T_{it})}{(T_{is} - T_{it})} \quad (3.4)$$

$$R = \frac{(T_{is} - T_{os})}{(T_{ot} - T_{it})} \quad (3.5)$$

Para trocadores com um passe no casco e um passe nos tubos, a configuração assume o arranjo de contra corrente, e assim  $F_a = 1$

Por outro lado, tem-se que a taxa de transferência de calor também é dada por:

$$Q = m_s \cdot c_{ps} \cdot (T_{is} - T_{os}) = m_t \cdot c_{pt} \cdot (T_{it} - T_{ot}) \quad (3.6)$$

onde  $\dot{m}_s$  [kg/s] e  $\dot{m}_t$  [kg/s] são a vazão mássica de fluido no casco e no tubo, e  $c_{ps}$  [Kj/Kg] e  $c_{pt}$  [Kj/Kg] são os calores específicos dos fluidos no casco e tubo, respectivamente.

O coeficiente global de transferência de calor dado por:

$$U_o = \frac{1}{\left(\frac{d_o}{d_i} \cdot \frac{1}{h_t} + \frac{d_o \cdot R_{fi}}{d_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2 \cdot K} + R_{fo} + \frac{1}{h_s}\right)} \quad (3.7)$$

onde  $d_i$  [m] e  $d_o$  [m] são diâmetro interno e externo dos tubos, respectivamente,  $R_{fi}$  [ $m^2.K/W$ ] e  $R_{fo}$  [ $m^2.K/W$ ] são as resistências térmicas de incrustação interna e externa,  $h_s$  e  $h_t$  [ $W/m^2.K$ ] são os coeficientes de transferência de calor por convecção do casco

e do tubo. No casco, o coeficiente de convecção é dado pela correlação proposta por McAdams (apud Kakaç e Liu, 2002), válida para  $2 \times 10^3 < \frac{G_s \cdot D_e}{\mu} < 1 \times 10^6$  :

$$h_s = 0,36 \cdot \frac{k_s}{D_e} \left( \frac{D_e \cdot G_s}{\mu_s} \right)^{0,55} \cdot Pr_s^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu_s}{\mu_{ws}} \right)^{0,14} \quad (3.8)$$

onde o subscrito *s* refere-se à propriedade do fluido que está no lado do casco avaliada na temperatura média entre a entrada e a saída, e o subscrito *ws* refere-se à propriedade do fluido que está no lado do casco avaliada na temperatura da parede dos tubos; assim  $\mu_s$  e  $\mu_{ws}$  [Pa.s] são a viscosidade cinemática do fluido,  $k_s$  [W/m.K] é a condutividade térmica do,  $Pr_s$  é o número de Prandtl do fluido e  $G_s$  [kg/(m<sup>2</sup>.s)] é a velocidade mássica no casco e  $D_e$  [m] é o diâmetro equivalente, calculados por:

$$Pr_s = \frac{\mu_s \cdot c_{ps}}{k_s} \quad (3.9)$$

$$G_s = \frac{m_s}{A_s} \quad (3.10)$$

onde  $A_s$  [m<sup>2</sup>] é a área da seção transversal ao escoamento do casco, calculada por:

$$A_s = \frac{D_s \cdot B \cdot C}{P_t} \quad (3.11)$$

onde  $D_s$  [m] é o diâmetro interno do casco,  $C$  [m] a folga entre os tubos adjacentes,  $B$  [m] o espaçamento entre as chicanas e  $P_t$  [m] o passo transversal dos tubos.

O diâmetro equivalente dos tubos, para um arranjo quadrado, é calculado como:

$$D_e = \frac{4 \cdot \left( P_t^2 - \pi \cdot \frac{d_o^2}{4} \right)}{\pi \cdot d_o \cdot N_{ps}} \quad (3.12)$$

Por outro lado, para arranjo triangular, tem-se que:

$$D_e = \frac{4 \cdot \left( \frac{P_t^2 \cdot \sqrt{3}}{4} - \pi \cdot \frac{d_o^2}{8} \right)}{\pi \cdot d_o \cdot \frac{N_{ps}}{2}} \quad (3.13)$$

sendo  $N_{ps}$  o número de passes no casco.

Por sua vez o número de Reynolds para o escoamento interno dos tubos ( $Re_t$ ) é calculado por:

$$Re_t = \frac{\rho_t \cdot u_m \cdot d_i}{\mu_t} \quad (3.144)$$

onde  $u_m$  é velocidade média do escoamento, dada por:

$$u_m = \frac{m_t}{\rho \cdot A_{tp}} \quad (3.15)$$

sendo  $A_{tp}$  a área transversal dos tubos em cada passe, definida por:

$$A_{tp} = \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot N_t}{4 \cdot N_p} \quad (3.16)$$

na qual  $N_t$  é o número de tubos e  $N_p$  o número de passes nos tubos.

O número de tubos é calculado pela equação:

$$N_t = 0,785 \cdot \frac{CTP}{CL} \cdot \frac{D_s^2}{PR^2 \cdot d_i^2} \quad (3.17)$$

onde  $CTP$  e  $CL$  são parâmetros que dependem número de passes dos tubos e do arranjo dos tubos. Para arranjo quadrado  $CL = 1,0$ , para arranjo triangular,  $CL = 0,87$ . Para um passe nos tubos,  $CTP = 0,96$ , dois passes  $CTP = 0,90$  e três passes  $CTP = 0,85$ .  $PR$  é definido por  $P_i/d_o$ .

Com relação aos tubos, segundo Kakaç e Liu, 2002, o coeficiente de transferência de calor  $h_t$  para escoamento turbulento, isto é, número de Reynolds acima de 2300, é calculado por:

$$h_t = h \cdot \frac{k_t}{d_i} \cdot \frac{\left(\frac{f_t}{2}\right) \cdot (Re_t - 1000) \cdot Pr_t}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_t}{2}\right)^{1/2} \cdot Pr_t^{2/3} - 1} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}}\right)^{0,11} \quad (3.18)$$

válida para  $2300 < Re_t < 10^4$ .

O fator de atrito  $f_t$  turbulento é dado por:

$$f_t = (1,58 \cdot \ln Re_t - 3,28)^2 \quad (3.19)$$

com validade entre  $2300 < Re_t < 5 \cdot 10^6$  e  $0,5 < Pe < 2,10^3$ , sendo  $Pr$  é no número de Prandt.

Para casos em que o escoamento é laminar, isto é, o número de Reynolds se encontra abaixo de 2300,  $Pe \cdot d_i/L > 10^4$  e  $0,5 < Pr < 500$ , onde  $Pe$  é o número de Peclet e há desenvolvimento térmico e hidrodinâmico simultâneo:

$$h_t = \frac{k}{d_i} \cdot 0,664 \cdot \left(\frac{Pe \cdot d_o}{d_o}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{1}{Pe}\right)^{1/6} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{wt}}\right)^{0,11} \quad (3.2015)$$

e o fator de atrito  $f_t$  para escoamento em regime laminar é dado por:

$$f_t = \frac{16}{\text{Re}_t} \quad (3.2116)$$

### 3.3.2 PERDA DE CARGA

A perda de carga no casco ( $\Delta P_s$ ) pode ser avaliada através das seguintes equações: [Kakaç e Liu, 2002]

$$\Delta P_s = \frac{f_s \cdot G_s^2 (N_b + 1) \cdot D_s}{2 \cdot \rho \cdot D_e \cdot \phi_s} \quad (3.17)$$

onde  $\rho$  é a viscosidade do fluido e  $N_b$  é o número de chicanas, calculado por:

$$N_b = \frac{L}{B} - 1 \quad (3.18)$$

$\phi_s$  é o fator de correção da viscosidade, dado por:

$$\phi_s = \left( \frac{\mu_s}{\mu_{ws}} \right)^{0.14} \quad (3.24)$$

e o fator de atrito  $f_s$  é dado por:

$$f_s = \exp(0,576 - 0,19 \cdot \ln \text{Re}_s) \quad (3.25)$$

Para calcular-se a perda de carga nos tubos ( $\Delta p_t$ ), primeiramente precisa-se calcular a área de troca de calor e então o comprimento do tubo através da equação:

$$A_o = \frac{Q}{U_o \cdot F \cdot \Delta T_{lm}} \quad (3.26)$$

$$L = \frac{A_o}{\pi \cdot d_o \cdot N_t} \quad (3.27)$$

Assim, a perda de carga nos tubos é determinada através da equação:

$$\Delta p_t = \left( 4 \cdot f \cdot \frac{L \cdot N_p}{d_i} + 4 \cdot N_p \right) \cdot \frac{\rho \cdot u_m^2}{2} \quad (3.28)$$

onde o termo entre parênteses representa a soma da perda de carga distribuída ao longo do comprimento do tubo e a perda de carga localizada (a qual é função do número de passes,  $N_p$ ).

### 3.3.3 CUSTO DE OPERAÇÃO

A função de otimização proposta para estudo é resultado da soma do custo de capital investido,  $C_i$ , e custo anual de depreciação do trocador,  $C_{od}$  (Caputo *et al.*, 2008):

$$C_{tot} = C_i + C_{od} \quad (3.29)$$

Adotando a correlação proposta por Haal *et al.* 1986 (*apud* Taal *et al.*, 2003) o custo de capital investido é calculado através da equação:

$$C_i = a_1 + a_2 \cdot A^{a_3} \quad (3.30)$$

onde os parâmetros  $a_1$ ,  $a_2$  e  $a_3$  estão ajustados com relação com o material dos tubos e  $A$  é a área de troca de calor. Tais parâmetros assumem os seguintes valores, para o custo dado em dólares para aço carbono: 7000, 360 e 0,8 respectivamente.

O custo de operação total é dado por:

$$C_{od} = \sum_{j=1}^{n_y} \frac{C_o}{(1+i)^j} \quad (3.31)$$

onde  $n_y$  é a vida do equipamento em anos,  $i$  é a taxa de juros e  $C_o$  é o custo anual de operação do trocador, calculado por:

$$C_o = P_1 \cdot C_e \cdot H \quad (3.32)$$

onde  $C_e$  é o custo da energia em dólares/Wh.  $H$  é o tempo de funcionamento do trocador por ano (dado em horas) e  $P_1$  é a potência de bombeamento relativa ao consumo de energia pelas bombas, calculado por:

$$P_1 = \left( \frac{1}{\eta_t} \frac{\dot{m}_t}{\rho_t} \cdot \Delta p_t + \frac{1}{\eta_s} \frac{\dot{m}_s}{\rho_s} \cdot \Delta p_s \right) \quad (3.33)$$

onde  $\eta_s$  e  $\eta_t$  são as eficiências das bombas do lado do casco e do lado dos tubos, respectivamente.

## 4. METODOLOGIA

Para a análise utilizou-se três casos propostos pela literatura [Kakaç e Liu, 2002], a fim de testar a metodologia de otimização para variadas condições de operação de trocadores de calor casco-e-tubo. Os três casos considerados estão descritos a seguir:

- Caso 1: Água proveniente de um condensador no lado do casco, com temperatura de entrada de 67 °C e saída a 53,2 °C, com vazão de 50.000 kg/h. No lado dos tubos circula água bruta com temperatura de entrada de 17 °C e saída de 40 °C. A resistência térmica total da incrustação é de  $1,76 \times 10^{-4}$  m<sup>2</sup>K/W, a qual é adequada para trocadores de calor operando com água. Os tubos são de aço carbono ( $K = 60$  W/m<sup>2</sup>K). Emprega-se um passe no casco e dois passes nos tubos.
- Caso 2: Água destilada entra no casco a 32 °C e sai a 25 °C com vazão de 50 kg/s. Nos tubos circula água bruta entrando a 20 °C e saindo a 22,33 °C com

vazão de 150 kg/s. O material dos tubos é aço carbono ( $K = 42,3 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) e a resistência térmica total de incrustação é de  $1,76 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$ . O trocador deve possuir um passe no casco e um passe nos tubos.

- Caso 3: Água destilada entra no casco a  $35 \text{ }^\circ\text{C}$  e sai a  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  com vazão de 80.000 kg/h. Água bruta circula pelos tubos entrando a  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  e saindo a  $22,5 \text{ }^\circ\text{C}$  com vazão de 319.932 kg/h. Os tubos são em aço carbono ( $K = 54 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) e não é considerada a resistência à incrustação. O trocador deve possuir um passe no casco e um passe nos tubos.

Para todos os casos foram estimados os custos de implementação e instalação através da equação (3.29) utilizando a metodologia convencional apresentada na literatura [Kakaç e Liu, 2002] e posteriormente, emprega-se a metodologia de otimização considerando as mesmas temperaturas, fluidos e vazões dos casos descritos.

Utilizando a ferramenta de otimização por Algoritmos Genéticos disponível no software MathWorks Matlab® R2016a, foi realizada a implementação do equacionamento matemático, sendo ainda necessário definir quais parâmetros de projeto seriam fixos e quais seriam variáveis ao longo do procedimento de otimização.

Foram definidos como parâmetros variáveis o diâmetro interno do casco, o diâmetro externo dos tubos, o passo transversal e o espaçamento entre as chicanas. Para o espaçamento utilizou-se como mínimo 1,15 vez o diâmetro externo dos tubos, os quais variaram entre valores fixos de 6,35 mm, 9,53 mm, 12,70 mm, 15,87 mm, 19,05 mm e 22,22 mm, 25,40 mm, 28,60 mm, 31,75 mm, 38,10 mm, 44,45 mm, 50,80 mm, que são os diâmetros externos comercialmente disponíveis [Elinox Aços inoxidáveis, 2017]. Os tubos possuem espessura de parede de 2mm. O espaçamento entre as chicanas tem como limite inferior 8 cm e o limite superior é o comprimento máximo do trocador encontrado, quando o mesmo não apresenta nenhuma chicana. O diâmetro interno do casco tem como faixa de variação de 20 cm a 1 m. Todos os dados estão apresentados na tabela 4.1.

Tabela 4.1: Faixa de variação dos dados.

	Limite Inferior	Limite Superior
Diâmetro interno do casco [mm]	200	1000
Diâmetro externo do tubo [mm]	6,35	50,80
Passo transversal [mm]	7,3	58
Espaçamento entre as chicanas [mm]	80	Comprimento total do trocador

Todas as propriedades dos fluidos são avaliadas nas temperaturas médias dos fluidos, exceto  $\mu_{ws}$  e  $\mu_{wt}$ , viscosidade do fluido na parede, que é avaliada na temperatura da parede, isto é, a média das temperaturas médias de entrada e saída de ambos os fluidos.

Segundo a ANEEL, a tarifa média de energia do Estado do Rio Grande do Sul é de US\$ 0.12/kWh. O tempo de operação do trocador por ano é de aproximadamente 7000 horas, o equivalente à 20h diárias, durante 10 anos, e a taxa de juros no Brasil é de 11,25% ao ano. As bombas possuem eficiência de 80% ( $\eta_s = \eta_t = 0,8$ ).

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O algoritmo de otimização inicia testando uma população inicial de 500 indivíduos, e avaliando os melhores resultados para posterior cruzamento de informações e geração de nova população, até que a variação absoluta entre dois resultados de custo total seja inferior a  $10^{-7}$  ou atinja 10.000 iterações. Inicia-se com os valores de diâmetro do casco, diâmetro dos tubos, passo transversal e espaçamento

entre as chicanas definidos como  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$ , e  $x_4$  no Matlab® R2016a. Demais parâmetros foram mantidos como padrão apresentado pelo *software*.

Calcula-se, então, na ordem, o diâmetro equivalente, a área da seção transversal no casco, a vazão mássica no casco, o coeficiente de transferência de calor por convecção no lado do casco e o número de tubos. Posteriormente encontra-se a área transversal interna dos tubos, a velocidade média do escoamento e então o número de Reynolds para o escoamento interno aos tubos. Caso o número de Reynolds encontra-se abaixo de 2300, utiliza-se automaticamente a correlação para escoamentos laminar (Eq. 3.16). Caso seja superior a 2300, utiliza-se a correlação número (Eq. 3.14). Na sequência calculam-se os parâmetros  $P$  e  $R$ , para o cálculo do fator de correção  $F_a$  do trocador, podendo então estimar-se a área de troca através da equação (Eq. 3.26). Na posse de tal valor, obtêm-se o comprimento do trocador e pode-se determinar o número de chicanas (Eq. 3.23). Tais valores são posteriormente utilizados para calcular a perda de carga no casco e no tubo, e então avaliar a potência de bombeamento e os custos de operação. As Tabelas 5.1, 5.2, e 5.3 apresentam os resultados obtidos pelo método de projeto convencional e os resultados do projeto otimizado para os Casos 1, 2 e 3, respectivamente.

Tabela 5.1: Resultados do caso 1.

Dados	Método convencional	Projeto otimizado
Diâmetro interno do casco ( $D_s$ ) [m]	0,39	0,256
Diâmetro externo dos tubos ( $d_o$ ) [m]	0,019	0,01905
Passo transversal ( $P_t$ ) [m]	0,024	0,0219
Espaçamento entre as chicanas ( $B$ ) [m]	0,25	0,823
Arranjo dos tubos	Quadrado	Quadrado
Diâmetro interno dos tubos ( $d_i$ ) [m]	0,016	0,01505
Número de Reynolds do casco ( $Re_s$ )	28.696,3	14.046,06
Número de Reynolds dos tubos ( $Re_t$ )	13.059,3	17.567,16
Coeficiente de transferência de calor por convecção interna no casco ( $h_s$ ) [ $W/m^2K$ ]	4.713,69	4.787,27
Coeficiente de transferência de calor por convecção interna nos tubos ( $h_t$ ) [ $W/m^2K$ ]	3.774,5	5.221,69
Número de tubos ( $N_t$ )	124	98
Coef. global de trans. de calor ( $U$ ) [ $W/m^2K$ ]	1.064,9	1.126,77
Taxa de calor transferido ( $Q$ ) [W]	801.933	801.933
Área de troca ( $A$ ) [ $m^2$ ]	25,43	24,04
Comprimento do trocador ( $L$ ) [m]	3,42	4,09
Número de chicanas ( $N_b$ )	19	3
Perda de carga no casco ( $\Delta P_s$ ) [Pa]	24.819,8	3.053,23
Perda de carga nos tubos ( $\Delta P_t$ ) [Pa]	4.621,00	10.044,54
Potência de bombeamento no casco [W]	438,2	53,9
Potência de bombeamento nos tubos [W]	48,3	109,2
Potência total ( $P_t$ ) [W]	486,61	163,1
Custo de fabricação ( $C_i$ ) [US\$]	11.793,70	11.758,23
Custo de operação por ano ( $C_o$ ) [US\$]	430,02	144,22
Custo de operação total ( $C_{od}$ ) [US\$]	2.506,19	840,52
Custo total ( $C_{tot}$ ) [US\$]	14.299,97	12.422,87

Para o Caso 1, com resultados apresentados na Tab. 5.1, observa-se que através da otimização houve uma redução da área necessária para troca de calor, visto que obteve-se um coeficiente de transferência de calor global superior em 5,8% do valor obtido com o método de projeto convencional. Tal aumento favoreceu a redução do custo de instalação, intimamente ligado com a área do trocador, reduzindo em US\$ 35,47 o seu valor. Porém a redução mais significativa nota-se na perda de carga no casco, uma redução 87,7%, em virtude da redução de 19 para apenas 3 chicanas. Apesar da redução de perda de carga e, subsequentemente, do número de Reynolds em 51%, o coeficiente de transferência de calor por convecção no casco teve um aumento de 1,5%. Também observa-se um aumento da perda de carga nos tubos em 77,3%, porém um aumento em 38,3% do coeficiente de transferência de calor por convecção nos tubos. Em virtude de tais diferenças, obteve-se uma redução de 66,4% do custo de operação durante a vida de 10 anos e economia de US\$ 1.877,10 no custo total.

Tabela 5.2: Resultados do caso 2.

Dados	Método convencional	Projeto otimizado
Diâmetro interno do casco ( $D_s$ ) [m]	0,58	0,80
Diâmetro externo dos tubos ( $d_o$ ) [m]	0,019	0,01587
Passo transversal ( $P_t$ ) [m]	0,0254	0,018
Espaçamento entre as chicanas (B) [m]	0,5	0,97
Arranjo dos tubos	1	1
Diâmetro interno dos tubos ( $d_i$ ) [m]	Quadrado	Quadrado
Número de Reynolds do casco ( $Re_s$ )	0,016	0,01187
Número de Reynolds dos tubos ( $Re_t$ )	20.346,5	6.573,16
Coeficiente de transferência de calor por convecção interna no casco ( $h_s$ ) [ $W/m^2K$ ]	32.105,39	11.594,00
Coeficiente de transferência de calor por convecção interna nos tubos ( $h_t$ ) [ $W/m^2K$ ]	3.773,93	4.475,98
Número de tubos ( $N_t$ )	8.364,76	4.577,06
Coef. global de trans. de calor (U) [ $W/m^2K$ ]	374	1396
Taxa de calor transferido (Q) [W]	1.896,68	1.469,17
Área de troca (A) [ $m^2$ ]	1.462.650	1.462.650
Comprimento do trocador (L) [m]	108,91	134,6
Número de chicanas ( $N_b$ )	4,87	1,93
Perda de carga no casco ( $\Delta P_s$ ) [Pa]	9	1
Perda de carga nos tubos ( $\Delta P_t$ ) [Pa]	15.196,70	5.836,14
Potência de bombeamento no casco [W]	22.458,26	4.281,51
Potência de bombeamento nos tubos [W]	953,70	366,26
Potência total ( $P_t$ ) [W]	4252,00	810,60
Custo de fabricação ( $C_i$ ) [US\$]	5.205,70	1.176,80
Custo de operação por ano ( $C_o$ ) [US\$]	22.345,61	25.181,00
Custo de operação total ( $C_{od}$ ) [US\$]	4.600,39	1.040,02
Custo total ( $C_{tot}$ ) [US\$]	26.811,11	6.061,29
Diâmetro interno do casco ( $D_s$ ) [m]	49.156,73	31.242,30



Na sequência, para o Caso 2, com resultados apresentados na Tab. 5.2, a redução do diâmetro dos tubos e aumento do diâmetro do casco foram responsáveis pelo aumento expressivo de 273,2% no número total de tubos, os quais contribuíram para a redução do comprimento do trocador em 60,3% e aumento da área de troca e 23,5%. Por consequência do aumento de área, houve um aumento no custo de fabricação do trocador no valor de 12,6%, porém o aumento do número de tubos reduziu em 63,88% o número de Reynolds do escoamento dos tubos, culminando na redução de 45,2% do coeficiente de transferência de calor por convecção interna nos tubos, todavia a perda de carga nos tubos obteve uma redução de 80,9%, além da redução de 61,5% da perda de carga no casco. Tais reduções impactaram significativamente na redução do custo de operação total, uma economia de US\$ 20.749,82 para toda a vida de operação estimada. A redução no custo total do trocador em relação ao método de projeto convencional foi de US\$ 17.914,42.

Tabela 5.3: Resultados do caso 3.

Dados	Método convencional	Projeto otimizado
Diâmetro interno do casco ( $D_s$ ) [m]	0,38735	0,55
Diâmetro externo dos tubos ( $d_o$ ) [m]	0,0254	0,01905
Passo transversal ( $P_t$ ) [m]	0,03175	0,0219
Espaçamento entre as chicanas (B) [m]	0,3048	0,62
Arranjo dos tubos	1	1
Diâmetro interno dos tubos ( $d_i$ ) [m]	Quadrado	Triangular
Número de Reynolds do casco ( $Re_s$ )	0,0229	0,01505
Número de Reynolds dos tubos ( $Re_t$ )	29.675,79	5.363,83
Coeficiente de transferência de calor por convecção interna no casco ( $h_s$ ) [ $W/m^2K$ ]	64.188,43	15.104,83
Coeficiente de transferência de calor por convecção interna nos tubos ( $h_t$ ) [ $W/m^2K$ ]	4.459,7	5.124,31
Número de tubos ( $N_t$ )	10.511,1	4.539,60
Coef. global de trans. de calor (U) [ $W/m^2K$ ]	81	524
Taxa de calor transferido (Q) [W]	2.825,1	1939,67
Área de troca (A) [ $m^2$ ]	928.555,5	928.555,5
Comprimento do trocador (L) [m]	40,15	58,48
Número de chicanas ( $N_b$ )	6,21	1,86
Perda de carga no casco ( $\Delta P_s$ ) [Pa]	9	1
Perda de carga nos tubos ( $\Delta P_t$ ) [Pa]	17.234,48	5.617,78
Potência de bombeamento no casco [W]	33.293,98	3.413,03
Potência de bombeamento nos tubos [W]	480,80	156,70
Potência total ( $P_t$ ) [W]	3710,00	380,30
Custo de fabricação ( $C_i$ ) [US\$]	4.190,82	537,04
Custo de operação por ano ( $C_o$ ) [US\$]	13.906,97	16.331,32
Custo de operação total ( $C_{od}$ ) [US\$]	3.703,50	474,59
Custo total ( $C_{tot}$ ) [US\$]	21.584,01	2.765,94
Diâmetro interno do casco ( $D_s$ ) [m]	35.490,98	19.097,26

Já para o Caso 3, com resultados apresentados na Tab. 5.3, a modificação do arranjo interno aliado com o aumento do diâmetro do casco e redução do diâmetro dos tubos possibilitaram o significativo aumento de 546,9% no número total de tubos,

possibilitando o aumento de 45,6% na área total requerida, em virtude da queda do coeficiente de transferência de calor por convecção interna nos tubos, e ainda assim tendo uma redução de mais de 4 m no comprimento do trocador. No custo de operação se verificou uma redução de 87,1%, tal valor em virtude da redução da perda de carga em 89,7% no escoamento interno nos tubos e na redução do número de chicanas, passando de 9 para 1, reduzido em 67,4% a perda de carga no escoamento interno do casco. Apesar do aumento de US\$ 2.424,35 no custo de fabricação, a grande redução na potência de bombeamento possibilitou uma economia total de US\$ 16.393,72.

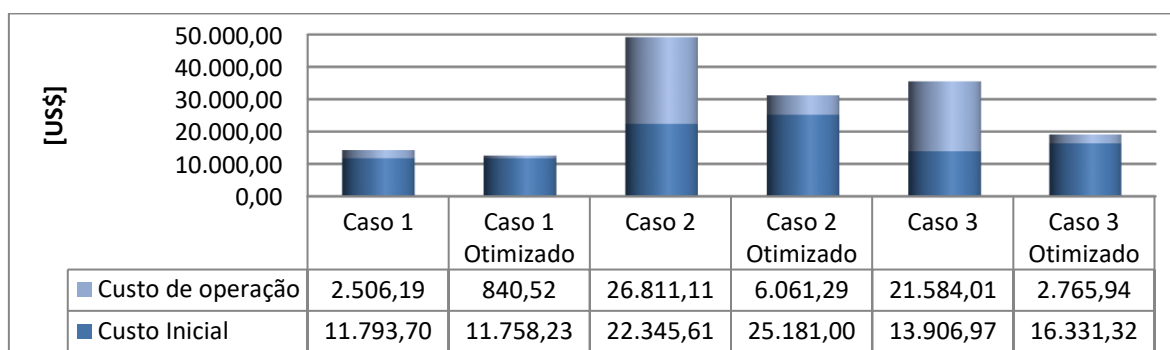


Figura 5.1: Gráfico da representação do custo de operação e custo inicial na composição do custo total.

A Figura 5.1 apresenta uma comparação entre os custos inicial (fabricação) e de operação para os três casos analisados, incluindo ainda a comparação entre os resultados do projeto convencional e do projeto otimizado. De um modo geral nota-se que todos os trocadores projetados através do método convencional da literatura apresentam uma grande perda de carga, conduzindo a uma elevada potência de bombeamento e, assim, a um elevado custo de operação do mesmo. Em certos casos, o custo de operação é maior que o custo de fabricação do trocador, fato revertido através do processo de otimização, onde o custo de operação representa em torno de 20% do custo total do trocador. Logo, observa-se que a principal alteração obtida com a otimização do projeto está na redução do custo operacional.

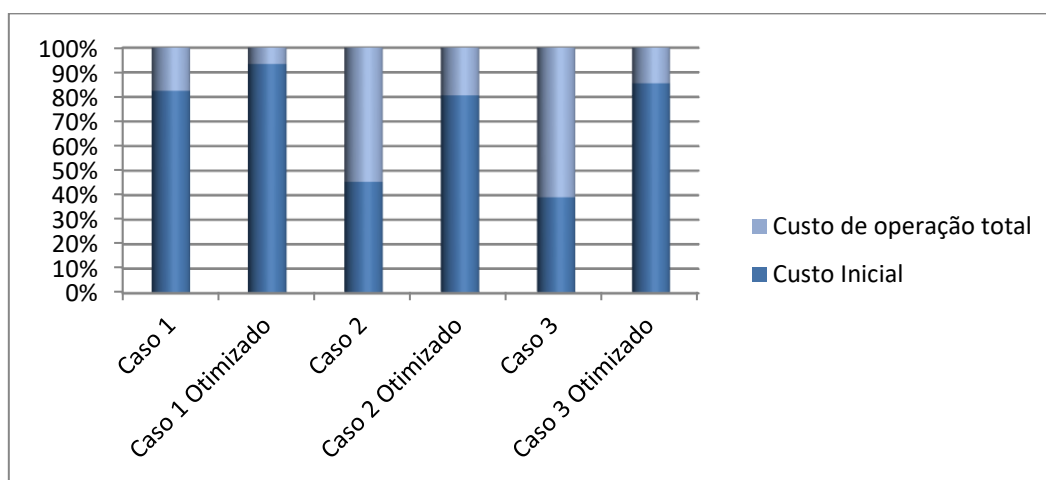


Figura 5.2: Percentual do Custo de operação e custo inicial sobre o custo total do trocador.

Pode-se observar também a tendência da aproximação da perda de carga entre casco e tubos durante a otimização, reduzindo o custo de operação, este dependente da potência total. Também pode-se notar a tendência ao aumento do diâmetro do casco frente ao comprimento do trocador para vazões mais altas nos tubos, em tentativa de reduzir a perda de carga dos mesmos pelo aumento do número de tubos. Outro aspecto encontrado é a redução do passo transversal em todos os casos, obtendo valores de 1,15 vez o diâmetro externo dos tubos, abaixo da recomendação da literatura [Kakaç e Liu, 2002], que seria de 1,25 a 1,50, porém sem comprometer a perda de carga no casco. Outro ponto observado é a redução significativa no número de chicanas no casco, o que no projeto convencional é calculado com base no diâmetro do casco e no comprimento inicial, obtido utilizando a estimativa inicial de coeficientes de transferência de calor dos fluidos.

Outra relação recomendada na literatura para a elaboração do projeto pela metodologia convencional diz respeito à relação entre o espaçamento entre as chicanas ( $B$ ) e o diâmetro do casco ( $D_s$ ), o que, segundo a Kakaç e Liu, (2002), deve ser entre 0,4 e 0,6. Observa-se, porém, a razão  $B/D_s$  é bem mais elevada, ficando entre 1,12 a 3,21 para os casos estudados.

## 6. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou a otimização de três cenários de trocadores de calor tipo casco-e-tubo empregando Algoritmos Genéticos. Durante o processo de otimização, permitiu-se a variação do diâmetro interno do casco, do diâmetro externo dos tubos, do passo entre tubos e do número de chicanas, objetivando encontrar a configuração que atendesse as necessidades de transferência de calor e que possuísse o menor custo total (custo de fabricação e custo operacional).

Através da análise das soluções encontradas pode-se concluir que o método convencional de projeto de trocadores de calor, apresenta valores de perda de carga muito elevados, aumentando muito os custos para uma operação a longo prazo. Tal método inicia o cálculo com uma estimativa do valor do coeficiente de transferência de calor para o fluido casco e dos tubos, para então se estimar o coeficiente global de transferência de calor e ser possível calcular a área de troca, o número de tubos necessários e o diâmetro do casco e então posteriormente se recalculam os valores dos coeficientes para as determinadas dimensões anteriormente obtidas.

A otimização através de algoritmos genéticos apresentou expressivas reduções dos custos totais para longas operações, assim como um baixo custo computacional, visto que milhares de soluções são testadas em questões de poucos minutos para cada trocador, algo que levaria muito tempo caso fosse desenvolvido iterativamente de forma manual, confirmando que o projeto convencional nem sempre apresenta a melhor combinação de características do trocador.

Para os casos estudados, a estimativa de redução de custo total atingiu a faixa de 46%, ao comparar o projeto convencional com o projeto otimizado. Mesmo considerando o caso em que se obteve a menor redução no custo total entre os casos estudados, a qual foi da ordem de 13%, deve-se observar que esta redução é ainda bastante significativa; considerando uma planta industrial com dezenas de trocadores de calor, estas diferenças são muito importantes e podem levar a uma economia elevada nos custos da empresa.

Como sugestões para trabalhos futuros pode-se estudar a partir de quais tempos de operação, vazões ou carga térmica se torna vantajosa a otimização do trocador frente ao método convencional de projeto. Também é possível explorar a análise através do método Bell-Dellaware, que segundo Kakaç e Liu, 2002 pode apresentar valores de perda de carga até 50% mais baixos, por ser um método mais preciso. Este método possibilita a consideração de mais detalhes do trocador de calor, como por exemplo, o tamanho das janelas das chicanas, o que é importante tanto para a transferência de calor quanto para a perda de carga no lado do casco. Outra

sugestão de trabalhos futuros é o emprego desta metodologia de otimização para outros problemas, variando vazões, fluidos, temperaturas, etc., possibilitando assim o mapeamento da geometria ótima do trocador para diversas condições de operação. Ainda, outros tipos de trocadores de calor poderiam ser otimizados, tais como os trocadores de placas, e ainda, outros métodos de otimização poderiam ser empregados, como, por exemplo, Redes Neurais Artificiais ou Otimização Extrema Generalizada.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANEEL. “**Ranking das Tarifas.**” Disponível em <http://www.aneel.gov.br/ranking-das-tarifas>. Acessado em 16/05/2017.

Caputo, Antonio C., Pelagagge Pacifico M., Salini Paolo. “**Heat Exchanger Design based on Economic optimization**”. Applied Thermal Engineering, Italy, Pág. 1151-1159, 2008.

Elinox Aços Inoxidáveis. “**Produtos. Tubo OD**”. Disponível em <http://www.elinox.com.br/produtos/tubos-od/>. Acessado em 16/05/2017.

Kakaç, S., Liu, H.; “**Heat exchangers – Selection, Rating and Thermal Design**”, CRC Press-USA, 2nd edition, 2002.

Kern, D.Q., “Process Heat Transfer”, McGraw – Hill Company Japan, 21nd edition, 1983.

Mariani, V. C., Coelho, L. S., Lopes, M. B.. “**Optimization of plate-fin heat exchanger using adaptive differential evolution jade**”. 16<sup>th</sup> Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, Brazil, 2016.

Martines, L. C., Mariani, V. C., Lopes, M. B.. “**A shell-and-tube heat exchanger optimization by differential evolution**”. 16<sup>th</sup> Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, Brazil, 2016.

Mathworks, “**Matlab**”, R2016a: MathWorks Corporation, 2016. Mídia online. Arquivo digital.

Pacheco, A. “**Algoritmos. Algoritmos Genéticos**”. Disponível em <http://pachecoandre.com.br/category/algoritmos/>. Acessado em 16/05/2017

Selbaş, R., Önder, K., Reppich, M.. “**A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view.**” Chemical Engineering and Processing, 45, 2006, 268-275.

Taal, M., Bulatov, I., Klemes, J., Stehlik, P., “**Cost estimation and energy price forecast for economic evaluation of retrofit projects**”, Applied Thermal Engineering 23 (2003) 1819–1835.