



Universidade do Estado do Rio de Janeiro

Centro de Tecnologia e Ciências

Instituto de Química

Vanessa de Araújo Dias

**Aplicação de algoritmos genéticos para otimização do projeto de trocadores
de Calor do tipo *Air Cooler***

Rio de Janeiro

2018

Vanessa de Araújo Dias

Aplicação de algoritmos genéticos para otimização do projeto de trocadores de calor do tipo *Air Cooler*

Dissertação apresentada, como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, da Universidade do Estado do Rio de Janeiro. Área de concentração: Processos Químicos, Petróleo e Meio Ambiente.

Orientador: Prof. Dr. André Luiz Hemerly Costa

Rio de Janeiro

2018

CATALOGAÇÃO NA FONTE
UERJ / REDE SIRIUS / BIBLIOTECA CTC/Q

D541	Dias, Vanessa de Araújo. Aplicação de algoritmos genéticos para otimização do projeto de trocadores de calor do tipo <i>Air Cooler</i> / Vanessa de Araújo Dias. – 2018. 89 f. Orientador: André Luiz Hemerly Costa Dissertação (Mestrado) – Universidade do Estado do Rio de Janeiro. Instituto de Química. 1. Permutadores térmicos – Teses. 2. Air Cooler – Teses. I. Costa, André Luiz Hemerly. II. Universidade do Estado do Rio de Janeiro. Instituto de Química. III. Título.
bs	CDU 536.24

Autorizo, apenas para fins acadêmicos e científicos, a reprodução total ou parcial desta dissertação, desde que citada a fonte.

Assinatura

Data

Vanessa de Araújo Dias

Aplicação de algoritmos Genéticos para otimização do projeto de trocadores de calor do tipo *air cooler*

Dissertação apresentada, como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, da Universidade do Estado do Rio de Janeiro. Área de concentração: Processos Químicos, Petróleo e Meio Ambiente.

Aprovada em 26 de fevereiro de 2018.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. André Luiz Hemerly Costa (orientador)

Instituto de Química – UERJ

Prof. Dr. Marco Antônio Gaya de Figueiredo

Instituto de Química – UERJ

Prof.^a Dra. Fátima Maria Zanon Zotin

Instituto de Química – UERJ

Prof. Dr. Eduardo Mach Queiroz

Escola de Química – UFRJ

Rio de Janeiro

2018

DEDICATÓRIA

Dedico esta dissertação aos meus pais, Ana Lúcia e Edigar, pelo amor incondicional e ao meu avô, Valtair (*in memoriam*) meu eterno guerreiro.

AGRADECIMENTOS

A Deus, por me proporcionar os melhores caminhos e mais bonitos do que poderia imaginar. Obrigada pela proteção, amor e força constantes na minha caminhada.

Aos meus pais, Ana Lúcia e Edigar, minha eterna gratidão por todo o amor incondicional, apoio, confiança, amizade e esforços que dedicam a mim desde o primeiro instante da minha vida. Obrigada por compreenderem a minha ausência em alguns momentos. Nunca conseguirei agradecer suficientemente por tudo o que fazem por mim. Amo vocês.

Ao meu orientador, André Hemerly, obrigada por acreditar em mim, por me incentivar e conseguir extrair o meu melhor mesmo nos momentos difíceis. Obrigada pelas primorosas contribuições não só neste trabalho, mas também no restante da minha vida acadêmica. A sua dedicação e carinho à profissão são admiráveis, eu me considero uma privilegiada por ter sido sua aluna e orientanda. Você é um profissional exemplar, mas, sobretudo, é uma pessoa inspiradora, obrigada pelo tanto que ensina!

De forma muito especial, às minhas avós, Janir e Odilamar, por serem sinônimo de força, sabedoria e ao mesmo tempo de tanta doçura, obrigada pelos melhores colos e beijos. E ao meu avô Gastão que, se foi cedo, mas, sei que olha por mim.

À minha amiga Lívia, o melhor ombro amigo que poderia ter. Agradeço não só pelos ombros, mas também pelos ouvidos sempre dispostos a me escutar e pelos muitos momentos gostosos que passamos sempre que estamos juntas. Obrigada pela amizade sem limites.

Às amigas que a Engenharia Química me presenteou, Alice, Carina e Natália, pelas quais sou extremamente grata. Obrigada por tantos momentos divertidos, leves e de parceria durante a graduação e obrigada ainda mais por continuarem presentes na minha vida.

À UERJ, onde me formei Engenheira e agora me torno Mestre. Obrigada por ser essa fábrica que transforma tantos sonhos em doces realidades. Será sempre a minha segunda casa pela qual tenho um orgulho imenso e uma torcida maior ainda.

À toda a minha família e demais amigos pelo suporte e carinho nos momentos juntos, pelas palavras de apoio quando distantes e por confiarem em mim a todo momento, obrigada.

RESUMO

DIAS, Vanessa de Araújo. *Aplicação de algoritmos genéticos para otimização do projeto de trocadores de calor do tipo air cooler*, 2018. 89 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Instituto de Química, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2018.

Os trocadores de calor do tipo *air coolers* utilizam ar ambiente como fluido de resfriamento em processos que envolvem o resfriamento ou condensação de correntes quentes. Como o ar é um recurso natural sempre disponível que não apresenta limitações ambientais em relação ao seu uso, *air coolers* têm se mostrado cada vez mais uma alternativa interessante ao uso de trocadores de calor que empregam como utilidade água de resfriamento. Apesar da sua relevância, a quantidade de trabalhos envolvendo a otimização de projetos deste equipamento na literatura ainda é reduzida. Neste sentido, a presente dissertação propõe a utilização de algoritmos genéticos para otimização do projeto destes equipamentos com a finalidade de reduzir o seu custo total anualizado. Este é composto pelos custos associados ao investimento, à operação e à manutenção do trocador. Primeiramente, a busca pelo custo mínimo total se deu investigando as seguintes variáveis de projeto: comprimento e diâmetro externo dos tubos, razão de passo nos tubos, número de passes nos tubos, número de filas, número de tubos por fila, número de baias, número de feixes por baia, número de ventiladores por baia, diâmetro dos ventiladores e as características de superfície aletada (número de aletas por comprimento de tubo, altura e espessura das aletas). Posteriormente, investigou-se a inclusão da temperatura de saída do ar como variável de projeto, o que acarretou em um valor de função objetivo ainda menor. As restrições que determinam a viabilidade técnica do equipamento são representadas por um limite mínimo de excesso de área e pela verificação se a dimensão do ventilador atende às folgas necessárias e ao percentual de cobertura mínimo estipulado. Para aferir a qualidade da solução obtida pelo algoritmo genético adotado, foram aplicados dois métodos de busca local, também de caráter estocástico. Os resultados obtidos utilizando o Algoritmo Genético foram superiores aos métodos convencionais e uma comparação com a literatura mostrou resultados equivalentes a uma abordagem do tipo tentativa-e-erro com intervenção humana, porém inferior ao ótimo global encontrado via programação matemática. Entretanto, a expansão do problema incluindo a temperatura de saída do ar como variável permitiu uma redução adicional do valor da função objetivo, obtendo inclusive resultados superiores ao ótimo global do problema original.

Palavras-chave: *Air cooler*. Otimização. Métodos Estocásticos. Algoritmos Genéticos.

ABSTRACT

DIAS, Vanessa de Araújo. *Application of genetic algorithms for optimization of the air cooler Type heat exchanger design*, 2018. 89 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Instituto de Química, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2018.

Air cooler heat exchangers use ambient air as the cooling fluid in processes involving the cooling or condensation of hot streams. As the air is a natural resource, there are no environmental limitations on its application, air coolers have become increasingly an alternative to using heat exchangers that employ as cooling utility. Despite of its relevance, a number of works about the optimization of projects of this equipment in the literature is still reduced. In this way, the present dissertation is based on the use of genetic algorithms in order to optimize the design of these equipment with the aim of reducing their total annualized cost. This is composed of the capital, maintenance and operating costs. First, the search for the total minimum cost is investigated in the following design variables: tube length and external diameter, tube pitch ratio, number of passes per row, number of rows, number of tubes per row, number of bays, number of bundles per bay, number of fans per bay, fan diameter and surface characteristics (number of fins per length, fin height and thickness). Subsequently, we investigated an inclusion of the outlet temperature, as a design variable, which result in an even lower objective function value. The constraints that ensure the technical availability of the equipment are represented by a minimum excess limit of area and by the check if the size of the fan accords the clearances and the minimum coverage percentage of fans. The results obtained using the Genetic Algorithm were better than the conventional methods and a comparison with the literature showed equivalent results for an approach based on a trial-and-error procedure with human intervention, but it is worse than the global optimum found using mathematical programming. However, the expansion of the problem including the outlet air temperature allowed a further reduction of the value of the objective function, even obtaining better results than the original global optimum of the original problem.

Keywords: Air cooler. Optimization. Stochastic Methods. Genetic Algorithms.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Diferentes configurações de estruturas de <i>air coolers</i>	21
Figura 2 - Estrutura de air cooler de tiragem forçada (a) e tiragem induzida (b).....	22
Figura 3 - Tipos de cabeçotes mais usados.....	24
Figura 4 - Vista frontal de um feixe de tubos de um <i>air cooler</i>	26
Figura 5 - Diferentes tipos de aletas	27
Figura 6 - Esquema simplificado do problema de otimização.	49
Figura 7 - Vetor das variáveis de projeto.	50
Figura 8 – Vista superior do arranjo dos ventiladores (neste caso, dois).	52
Figura 9 - Representação de um cromossomo que corresponde ao vetor de posição das variáveis.....	64
Figura 10 - Exemplo esquemático de <i>crossover</i> de um ponto.....	65
Figura 11 - Exemplo esquemático de mutação de dois genes.	66
Figura 12 - Estrutura típica de Algoritmo Genético	68
Figura 13 - Resultados – Comparação do comportamento da função objetivo.....	79
Figura 14 - Resultados GA variação da Tco – comparação FObj x dados da literatura	84

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Faixa de valores típicos das dimensões dos tubos aletados de <i>air coolers</i>	27
Tabela 2 - Fator de correção para <i>air coolers</i> com 1 passe nos tubos e N filas.....	43
Tabela 3 - Fator de correção para <i>air coolers</i> com 2 passes nos tubos e 2 filas com mistura no cabeçote	44
Tabela 4 - Fator de correção para <i>air coolers</i> com N passes nos tubos e N filas	44
Tabela 5 - Variáveis de projeto.....	50
Tabela 6 – Dados referentes às correntes do projeto.	69
Tabela 7 – Parâmetros do projeto.	70
Tabela 8 - Propriedades físicas da corrente quente.	70
Tabela 9 - Parâmetros referentes ao modelo econômico.	71
Tabela 10 - Domínio das variáveis mecânicas do trocador	71
Tabela 11 - Configurações possíveis do número de passes x número de filas.....	72
Tabela 12 - Domínio das características dos tubos aletados.	72
Tabela 13 - Variáveis de projeto encontradas pelas referências reportadas.	73
Tabela 14 - Resultados da função objetivo, TAC (\$/ano) e dos custos que a compõem.	73
Tabela 15 - Resultados com critério de parada, N_{suc} , igual a 10	74
Tabela 16 - Resultados Busca Local Simples para N_{suc} igual a 10, 100 e 1000.....	75
Tabela 17 - Resultados Função Penalidade para N_{suc} igual a 10, 100 e 1000.	76
Tabela 18 – Parâmetros do Algoritmo Genético	76
Tabela 19 - Resultados Algoritmo Genético e comparação versus outros métodos e literatura.	77
Tabela 20 - Resultados – Comparação das variáveis de projeto	78
Tabela 21 - Resultados – Comparação das variáveis termofluidodinâmicas	80
Tabela 22 – Valores investigados da temperatura de saída do ar na otimização.....	81
Tabela 23 – Comparação dos resultados obtidos via Algoritmo Genético para o problema original e o problema ampliado acomodando a temperatura de saída do ar como variável.	82
Tabela 24 - Resultados – Comparação da solução do problema original com o problema incluindo a temperatura de saída do ar como variável	83
Tabela 25 - Resultados GA variação T_{co} – variáveis termofluidodinâmicas x dados da literatura.....	83

LISTA DE SÍMBOLOS

Nesta lista são apresentados os símbolos utilizados no desenvolvimento deste trabalho em ordem alfabética.

Parâmetros

$\hat{A}_{excmín}$	excesso de área mínimo
$\hat{c}D_{fan}$	peso que pondera penalidade referente à dimensão do diâmetros dos ventiladores
\hat{C}_{en}	preço da energia elétrica industrial (\$/kWh)
$\hat{c}Exc$	peso que pondera penalidade referente à violação do excesso de área mínimo
\hat{C}_{pc}	capacidade térmica do ar (J/kg K)
\hat{C}_{ph}	capacidade térmica da corrente quente (J/kg K)
\hat{C}_r	parâmetro para cálculo do NUT
$F\hat{C}R$	fator de amortização
\hat{F}_{base}	fator de correção para o escoamento não misturado-não misturado
$\hat{f}d$	distância mínima entre o ventilador e a largura da baia (m)
$\hat{f}l$	distância mínima entre o ventilador e o comprimento da baia (m)
\hat{h}_{op}	tempo anual de operação do equipamento (h)
\hat{i}	taxa de retorno
\hat{k}_c	condutividade térmica do ar (W/m K)
\hat{k}_f	condutividade térmica das aletas (W/m K)
\hat{k}_h	condutividade térmica da corrente quente (W/m K)
\hat{k}_t	condutividade térmica dos tubos (W/m K)
$\lim PA_{fan}$	Percentual mínimo de cobertura dos ventiladores
$\hat{m}c$	vazão mássica do ar (kg/s)
$\hat{m}h$	vazão mássica da corrente quente (kg/s)
N_{suc}	Número máximo de movimentos sem sucesso
$N\hat{U}T$	número de unidades de transferência
$\hat{P}rc$	número de Prandtl do ar

\hat{Pr}_h	número de Prandtl da corrente quente
\hat{Q}	carga térmica (W)
$Re_{\hat{c}max}$	número de Reynolds máximo para o escoamento do ar
$Re_{\hat{c}min}$	número de Reynolds mínimo para o escoamento do ar
$Re_{\hat{h}min}$	número de Reynolds mínimo para o escoamento da corrente quente
\hat{R}_{fc}	fator de sujeira no lado do ar (m ² K/W)
\hat{R}_{fh}	fator de sujeira no lado dos tubos (m ² K/W)
\hat{T}_{ci}	temperatura de entrada do ar (°C)
\hat{T}_{cm}	temperatura média do ar (°C)
\hat{T}_{co}	temperatura de saída do ar (°C)
\hat{T}_{hi}	temperatura de entrada da corrente quente (°C)
\hat{T}_{ho}	temperatura de saída da corrente quente (°C)
\hat{v}_{hmax}	velocidade máxima de escoamento da corrente quente (m/s)
\hat{v}_{hmin}	velocidade mínima de escoamento da corrente quente (m/s)
\hat{y}	tempo de vida do projeto (year)
$\hat{\alpha}_t$	espaçamento mínimo entre aletas de tubos adjacentes (m)
$\Delta\hat{P}_{max}$	queda de pressão máxima permitida nos tubos (Pa)
$\hat{\delta}_t$	espessura dos tubos (m)
$\Delta\hat{T}_{LM}$	média logarítmica das diferenças de temperatura
$\hat{\epsilon}$	efetividade do trocador de calor
$\hat{\mu}_c$	viscosidade média do ar (Pa.s)
$\hat{\mu}_h$	viscosidade média da corrente quente (Pa.s)
$\hat{\eta}_{fan}$	eficiência do ventilador
$\hat{\eta}_{motor}$	eficiência do motor
$\hat{\eta}_{sr}$	eficiência do redutor de velocidade
$\hat{\rho}_c$	massa específica média do ar (kg/m ³)
$\hat{\rho}_{cout}$	massa específica do ar na saída (kg/m ³)
$\hat{\rho}_h$	massa específica média da corrente quente (kg/m ³)

Variáveis binárias

y_{fan} Variável de decisão referente ao atendimento das restrições associadas à dimensão dos ventiladores

Variáveis discretas

D_{te} diâmetro externo dos tubos (m)

D_{fan} diâmetro dos ventiladores (m)

F fator de correção do LMTD

L comprimento dos tubos (m)

L_f altura das aletas (m)

N_{bay} número de baias

N_{bbay} número de feixes por baia

N_f número de aletas por comprimento (1/m)

N_{fanbay} número de ventiladores por baia

N_{pt} número de passes nos tubos

N_r número de filas

N_{tb} número de tubos por feixe

N_{tr} número de tubos por fila

r_p razão de passo

s_f espaçamento entre as aletas (m)

t_f espessura das aletas (m)

Variáveis contínuas

<i>A</i>	área de troca térmica (m^2)
<i>Aof</i>	área das aletas (m^2)
<i>Aot</i>	área da superfície aletada por comprimento (m^2/m)
<i>Ar</i>	área externa dos tubos sem aletas por comprimento (m^2/m)
<i>Areq</i>	área requerida (m^2)
<i>Cfs</i>	custo do sistema de ventiladores (\$/ano)
<i>Che</i>	custo do feixe de tubos (\$/ano)
<i>Cinv</i>	custo de investimento (\$/ano)
<i>Cop</i>	custo de operação (\$/ano)
<i>Cmai</i>	custo anual de manutenção (\$/ano)
<i>Df</i>	diâmetro das aletas (m)
<i>DifExc</i>	função penalidade referente à violação do excesso de área mínimo
<i>Dti</i>	diâmetro interno dos tubos (m)
<i>FAR</i>	fator de área livre
<i>fc</i>	fator de atrito do ar
<i>fh</i>	fator de atrito da corrente quente
<i>Gc</i>	fluxo massico do ar ($kg/m^2 s$)
<i>Gh</i>	fluxo mássico da corrente quente ($kg/m^2 s$)
<i>h'</i>	coeficiente de convecção do ar corrigido (W/m^2K)
<i>hc</i>	coeficiente de convecção do ar (W/m^2K)
<i>hh</i>	coeficiente de convecção da corrente quente (W/m^2K)
<i>Lbt</i>	largura do feixe de tubos (m)
<i>Lfanp</i>	distância entre os centros dos ventiladores (m)
<i>Lfe</i>	comprimento corrigido das aletas (m)

L_{tp}	passo nos tubos (m)
Nuc	número de Nusselt do ar
Nuh	número de Nusselt da corrente quente
$PAfan$	percentual mínimo de cobertura dos ventiladores
$qfan$	vazão volumétrica do ar por ventilador (m^3/s)
Rec	número de Reynolds do ar
Reh	número de Reynolds da corrente quente
TAC	custo total anualizado (\$)
U	coeficiente global de roca térmica (W/m^2K)
vc	velocidade de escoamento do ar (m/s)
vc_{max}	velocidade de escoamento do ar através da área mínima (m/s)
vfr	velocidade do ar nos ventiladores (m/s)
W	largura do feixe de tubos (m)
W_{bay}	largura da baia (m)
W_{used}	potência consumida por ventilador (W)
$W_{usedTot}$	potência total consumida (W)
ΔP_c	queda de pressão do ar através dos tubos (Pa)
ΔP_f	queda de pressão devido ao escoamento de fluido nos tubos (Pa)
ΔP_{fan}	queda de pressão total do ar (Pa)
ΔP_h	queda de pressão nos tubos (Pa)
ΔP_r	queda de pressão no cabeçote (Pa)
η_f	eficiência de uma aleta
η_t	eficiência da superfície aletada

Subscritos

c	corrente fria
h	corrente quente
i	entrada ou interna
o	saída ou externa

SUMÁRIO

	INTRODUÇÃO	17
1	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
1.1	Air Coolers	19
1.1.1	<u>Estrutura</u>	20
1.1.2	<u>Cabeçotes</u>	23
1.1.2.1	Cabeçote tipo <i>plug</i>	24
1.1.2.2	Cabeçote com tampo removível	24
1.1.2.3	Cabeçote tipo <i>manifold</i>	25
1.1.2.4	Cabeçote tipo boleado	25
1.1.3	<u>Feixe de Tubos</u>	25
1.1.3.1	Tubos aletados	26
1.1.4	<u>Ventiladores</u>	28
1.2	Otimização	28
1.2.1	<u>Métodos metaheurísticos</u>	29
1.2.2	<u>Métodos de programação matemática</u>	32
1.3	Panorama Geral	33
2	MODELAGEM E SIMULAÇÃO	35
2.1	Modelagem termofluidodinâmica	35
2.1.1	<u>Coeficientes de convecção</u>	35
2.1.1.1	Coeficiente de Convecção da Corrente Quente (<i>hh</i>)	35
2.1.1.2	Coeficiente de Convecção da Corrente Fria (<i>hc</i>).....	37
2.1.2	<u>Eficiência da superfície aletada</u>	40
2.1.3	<u>Coeficiente global de transferência de calor (U)</u>	41
2.1.4	<u>Área de troca térmica</u>	41
2.1.5	<u>Fator de correção da média logarítmica</u>	42
2.1.6	<u>Queda de pressão no lado dos tubos</u>	44
2.1.7	<u>Consumo de energia pelo escoamento da corrente do ar</u>	45
2.1.8	<u>Cálculo das potências</u>	47
2.1.8.1	Potência dos ventiladores	47
2.2	Modelagem econômica	47
3	OTIMIZAÇÃO	49

3.1	Formulação do Problema de Otimização	49
3.1.1	<u>Estrutura</u>	49
3.1.2	<u>Variáveis de otimização</u>	49
3.1.3	<u>Função objetivo</u>	50
3.1.4	<u>Restrições</u>	50
3.2	Métodos de Otimização	53
3.2.1	<u>Busca Local Simples</u>	53
3.2.1.1	Descrição do Algoritmo.....	54
3.2.1.2	Critério de parada	55
3.2.1.3	Estrutura geral do algoritmo	55
3.2.2	<u>Método da Função Penalidade</u>	57
3.2.2.1	Função Objetivo	58
3.2.2.2	Descrição do Movimento.....	59
3.2.2.3	Descrição do Algoritmo.....	60
3.2.2.4	Critério de parada	60
3.2.2.5	Estrutura geral do algoritmo	61
3.2.3	<u>Algoritmos Genéticos</u>	63
3.2.3.1	Descrição do Método.....	63
3.2.3.2	Função Aptidão	66
3.2.3.3	Critério de parada	67
3.2.3.4	Estrutura geral do algoritmo	67
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	69
4.1	Exemplo Investigado	69
4.2	Métodos Propostos	74
4.1.1	<u>Busca Local Simples</u>	74
4.1.2	<u>Função Penalidade</u>	75
4.1.3	<u>Algoritmos Genéticos</u>	76
4.1.4	<u>Comparação entre Soluções</u>	77
4.3	Inclusão da Temperatura como Variável de Otimização	81
	CONCLUSÕES E SUGESTÕES	85
	REFERÊNCIAS	87

INTRODUÇÃO

Nas indústrias de processos químicos, trocadores de calor são utilizados em processos nos quais se deseja mudar a temperatura e/ou o estado físico de uma corrente. Com este objetivo, duas correntes diferentes trocam calor entre si. No atual cenário de intensa preocupação com a sustentabilidade ambiental e também de economia de energia nas indústrias, essa troca térmica, de forma preferencial, pode ser feita via correntes do próprio processo. No entanto, quando não é possível ocorrer a integração com as próprias correntes do processo, torna-se necessário o uso de utilidades que podem ser frias ou quentes, a depender do objetivo da troca térmica. Para serviços que envolvem resfriamento ou condensação de corrente, utilizam-se utilidades frias, em grande parte água de resfriamento. Para serviços que de aquecimento ou vaporização, vapor d'água é a utilidade mais empregada (SOUZA, 2017).

O uso de utilidades acarreta em aumento no custo de investimento, uma vez que são geradas em sistemas externos, e também em aumento no custo operacional associado ao consumo de energia devido ao seu uso (GONÇALVES, 2013). Além disso, quando se fala especificamente de processos que empregam a água como utilidade fria, em um cenário no qual a abundância da água é cada vez menor e as restrições ambientais limitam cada vez mais o seu uso, há uma preocupação crescente em utilizar o recurso de forma correta e eficiente, além de favorecer a busca de outras alternativas. Neste contexto, os usuais trocadores de calor do tipo casco-e-tubo que utilizam água de resfriamento cada vez mais dão lugar à resfriadores a ar, mais conhecidos como *air coolers*. Neste tipo de trocador, a corrente quente é alocada no interior dos tubos aletados e a corrente de ar atravessa o feixe tubos externamente de forma a resfriar a corrente de processo (SERTH, 2007).

Apesar da importância e espaço que os *air coolers* vêm apresentando na indústria, existem poucos trabalhos na literatura que discutem a otimização deste tipo de trocador comparado aos tradicionais casco-e-tubo. Neste contexto, o presente trabalho consiste na aplicação de Algoritmos Genéticos para a otimização do projeto de trocadores de calor do tipo *air cooler* sem mudança de fase. Este método, apesar de não gerar uma solução atrelada a um critério de otimalidade global, é considerado um método de otimização global, dada a sua capacidade de escapar de ótimos locais. Para fins de comparação da solução obtida, foram também implementados dois tipos de algoritmos de busca local.

Para tal, este trabalho foi dividido em dois blocos: modelagem/simulação e otimização. A modelagem de um *air cooler* engloba basicamente a modelagem termofluidodinâmica e a modelagem econômica. A primeira compreende o pacote de equações termofluidodinâmicas que descreve o comportamento dos fluidos no equipamento baseado em um conjunto de parâmetros e variáveis de projeto, tais como comprimento dos tubos, número de tubos por feixe, vazão mássica, temperatura, entre outras. A segunda envolve calcular o custo total do projeto considerando não só o custo de investimento, que para *air coolers* tende a representar uma grande parcela, mas também os custos de operação e manutenção. No problema de otimização, os modelos supracitados são utilizados de forma a buscar um equipamento viável do ponto de vista da realização do serviço térmico em questão visando minimizar o custo total do projeto.

A presente dissertação está organizada conforme descrito a seguir: o Capítulo 1 contém uma breve revisão bibliográfica envolvendo a estrutura mecânica de *air coolers* e os trabalhos já realizados na literatura relacionados à otimização deste tipo de trocador. O Capítulo 2 descreve a modelagem termofluidodinâmica e econômica proposta. O Capítulo 3 apresenta a formulação do problema de otimização e os métodos computacionais adotados. O Capítulo 4 engloba a discussão dos resultados obtidos a partir de um exemplo investigado e, após, o Capítulo 5 apresenta as conclusões geradas e as sugestões para trabalhos futuros.

1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica da literatura abordará neste capítulo os seguintes temas: a estrutura e os componentes de *air coolers* e trabalhos realizados no que tange a otimização do projeto destes equipamentos. Ao final deste capítulo, é apresentada uma visão geral da literatura acompanhada de uma discussão a respeito da inserção do presente trabalho frente aos demais.

1.1 Air Coolers

Air coolers são trocadores de calor cuja função é resfriar e/ou condensar correntes quentes de processo utilizando o ar ambiente como fluido de resfriamento (SINGH, DESAI, & BORA, 2015). Neste tipo de trocador, a corrente quente que passa pelo interior dos tubos é resfriada à medida que o ar ambiente atravessa o feixe de tubos aletados.

Trocadores de calor do tipo *air coolers* são a segunda alternativa mais usada na indústria de processos químicos, perdendo apenas para trocadores de calor casco e tubo (SINGH, DESAI, & BORA, 2015).

Air coolers geralmente demandam investimento de duas a três vezes maior que trocadores de calor resfriados à água para uma mesma carga térmica. A baixa condutividade térmica do ar (e, por consequência, baixo coeficiente de convecção). É um dos fatores que justificam esse maior custo. Além disso, *air coolers* exigem uma estrutura de suporte maior e mais elaborada, o que também influencia no custo de investimento (MUKHERJEE, 2017).

No entanto, vale ressaltar que o custo total envolve não só o de investimento, mas também o custo de operação e manutenção. Nesses dois custos, o *air cooler* apresenta vantagens frente a trocadores de calor resfriados a ar.

O custo operacional é significativamente menor do que o de um trocador resfriado à água (SINGH, DESAI, & BORA, 2015). Isso porque o custo de operação de um air cooler não inclui os custos relacionados ao uso de água limpa inicial, água de *make-up*, tratamentos químicos da água, custos da torre de resfriamento, bem como os de tubulação.

O custo de manutenção também é menor, uma vez que não é necessária a limpeza frequente por problemas de incrustação ou corrosão associados à água e a possibilidade de vazamento e mistura de água com o fluido do processo também é eliminada em *air coolers*.

Por fim, sabemos que a água é uma matéria-prima cada vez menos abundante e que possui uma série de restrições ambientais no que tange o seu uso industrial, bem como a descarga de efluentes para o meio ambiente, o que também tende a favorecer o uso de trocadores de calor resfriados a ar (SERTH, 2007).

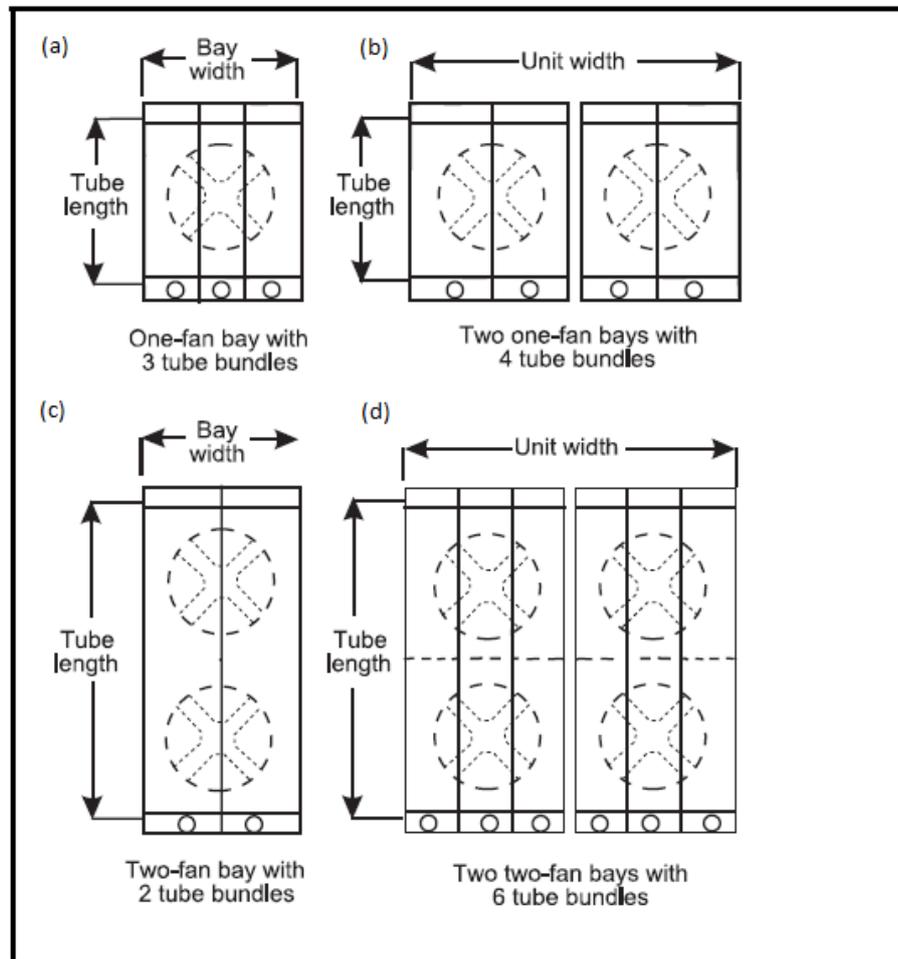
1.1.1 Estrutura

Air coolers são unidades modulares cuja estrutura pode ser organizada envolvendo múltiplos feixes de tubos, baias, unidades e bancos. A descrição desses componentes é apresentada a seguir conforme (MUKHERJEE, 2017):

- Feixe de tubos – inclui o conjunto de tubos, cabeçotes, suportes dos tubos e quadros;
- Baia – é a menor parte independente de um *air cooler*. Dentre os seus componentes, destacam-se os feixes de tubos, ventiladores, motores e a estrutura de suporte da baia;
- Unidade – refere-se a uma ou mais baias destinadas para um único serviço, como um condensador, por exemplo;
- Banco – compreende duas ou mais unidades, alocadas uma seguida da outra em uma mesma estrutura contínua.

A Figura 1 ilustra alguns exemplos de estruturas de *air coolers*:

Figura 1 - Diferentes configurações de estruturas de *air coolers*



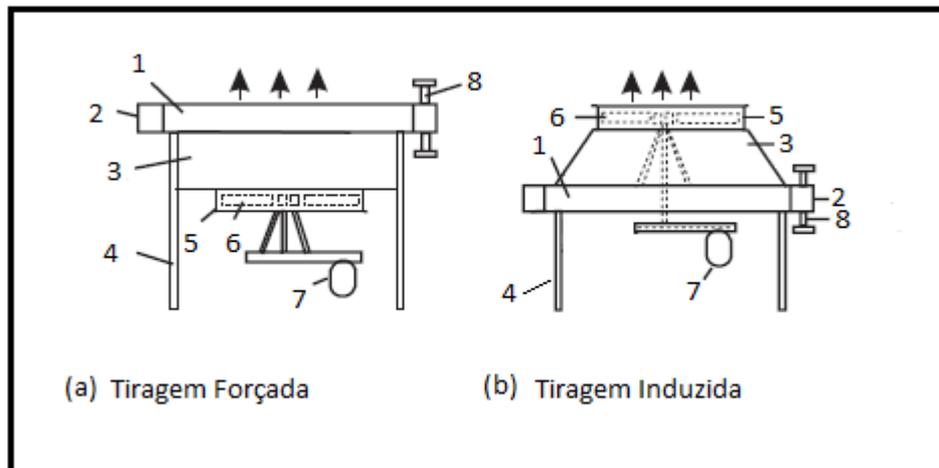
Legenda: (a) – 1 baía com 1 ventilador e 3 feixes de tubos; (b) – 1 unidade com 2 baías, cada uma destas com 1 ventilador e 2 feixes de tubos; (c) – 1 baía com 2 ventiladores e 2 feixes de tubos; (d) – 1 unidade com 2 baías, cada uma destas com 2 ventiladores e 3 feixes de tubos;

Fonte: GPSA, Engineering Data Book

Considerando *air coolers* nos quais o feixe de tubos é orientado na posição horizontal, a corrente de ar pode atravessar o feixe de tubos de duas formas: por tiragem forçada ou por tiragem induzida.

A Figura 2 ilustra a estrutura mecânica de trocadores de calor do tipo *air cooler* de tiragem forçada e de tiragem induzida:

Figura 2 - Estrutura de air cooler de tiragem forçada (a) e tiragem induzida (b)



Fonte: Adaptado de (GPSA, Engineering Data Book)

Os componentes ilustrados na Figura 2 estão nomeados a seguir:

1. Feixe de tubos
2. Cabeçote
3. Coifa
4. Estrutura de suporte
5. Anel do ventilador
6. Ventilador
7. Motor
8. Bocais

A tiragem forçada é a configuração que fornece o arranjo mais simples e conveniente e é a mais econômica. Essa configuração tem a vantagem de facilitar o acesso às partes mecânicas para a manutenção, além de requerer uma potência levemente menor uma vez que os ventiladores estão alocados em uma região de ar frio (GPSA, Engineering Data Book). Para completar, em situações de clima frio, é facilmente adaptável à recirculação de ar quente. Esta alternativa é mais suscetível a problemas de recirculação de ar quente sobre o feixe de tubos devido à baixa velocidade do ar quente que sai da unidade (SERTH, 2007). Outras desvantagens da tiragem forçada são a total exposição do feixe de tubos ao sol, chuva e granizo – o que pode prejudicar a estabilidade e o controle do processo – e a má distribuição do ar sobre a seção (GPSA, Engineering Data Book).

Na tiragem induzida, os ventiladores estão posicionados acima do feixe e, deste modo, a corrente de ar é puxada para cima a fim de atravessar o feixe de tubos (SINGH, DESAI, & BORA, 2015). O motor e o redutor de velocidade podem ser alocados abaixo do feixe (no

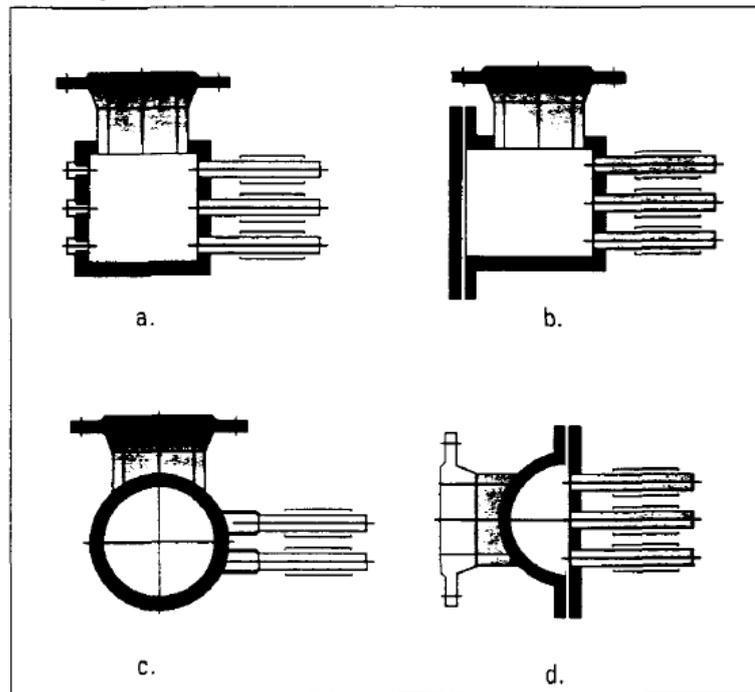
chão ou sobre uma estrutura) ou acima dos ventiladores (SERTH, 2007). Dentre as vantagens da tiragem induzida, é possível citar (GPSA, Engineering Data Book): melhor distribuição do fluxo de ar através do feixe de tubos, menor possibilidade de recirculação de ar quente sobre o feixe, uma vez que o ar quente é descarregado para fora da unidade numa velocidade cerca de 2,5 vezes maior que a velocidade de entrada, menor efeito do sol, chuva e granizo uma vez que o feixe de tubos não está 100% descoberto. No entanto, a tiragem induzida requer maior potência já que os ventiladores estão posicionados em uma região de ar quente. Além disso, a temperatura do ar efluente deve ser limitada a 93,3 °C (200 °F), para prevenir possíveis danos às pás e demais componentes dos ventiladores expostos à corrente de ar quente. Para fluidos de processo com temperatura de entrada acima de 176,7 °C (350 °F), é recomendada a tiragem forçada, já que a induzida, em caso de falha nos ventiladores, sujeitaria os componentes dos mesmos a temperaturas extremamente altas (GPSA, Engineering Data Book). Por fim, a localização dos ventiladores acima da coifa torna-os menos acessíveis em caso de manutenção (MUKHERJEE, 2017).

1.1.2 Cabeçotes

Os cabeçotes têm formato de caixa e são responsáveis pela distribuição da corrente quente a ser resfriada pelos diversos tubos, podendo ocorrer em um ou mais passes.

Existem vários tipos de cabeçotes, cada uma com suas particularidades, sendo os mais comuns detalhados, conforme Mukherjee (2017), e ilustrados na Figura 3 a seguir:

Figura 3 - Tipos de cabeçotes mais usados



Legenda: (a) cabeçote tipo *plug*, (b) cabeçote com tampo removível, (c) cabeçote tipo *manifold*, (d) cabeçote tipo *boleado*.

Fonte: Mukherjee (2017), p.31.

1.1.2.1 Cabeçote tipo *plug*

O cabeçote tipo *plug* é a alternativa construtiva mais comum encontrada em *air coolers*. Ele consiste de uma caixa retangular soldada com os bocais de entrada no topo e os de saída no fundo. Cada tubo encontra um furo, chamado de *plug*, no qual é soldado ou expandido. Neste tipo de cabeçote, os *plugs* permitem que procedimentos relacionados aos tubos, como limpeza mecânica ou vedação em caso de vazamento, sejam realizados para cada tubo do feixe.

É um tipo de cabeçote relativamente barato e que resiste a pressões de até 175 bar. No entanto, em serviços com fluidos muito sujos, a limpeza frequente envolve a remoção de um grande número de *plugs* o que torna o processo de limpeza demorado e caro. Dessa forma, são preferencialmente indicados para fluidos limpos.

1.1.2.2 Cabeçote com tampo removível

Os cabeçotes com tampo removível são indicados para serviços que necessitam de limpeza frequente no interior dos tubos, ou seja, serviços vulneráveis à deposição, pois permitem o acesso aos tubos. Isso porque é muito mais fácil remover o tampo removível do que os *plugs* do cabeçote tipo *plug*, por exemplo. Em serviços de altas pressões, no entanto, torna-se caro à medida que a espessura do tampo necessita aumentar.

1.1.2.3 Cabeçote tipo *manifold*

Este tipo de cabeçote é normalmente utilizado para altas pressões (>175 bar), onde o tipo *plug* não é recomendável. O cabeçote tipo *manifold* tem a base dos tubos soldada ao próprio cabeçote. A limpeza no interior dos tubos pode ser feita apenas por limpeza química, por essa razão, esse tipo de cabeçote não é recomendado para serviços sujos.

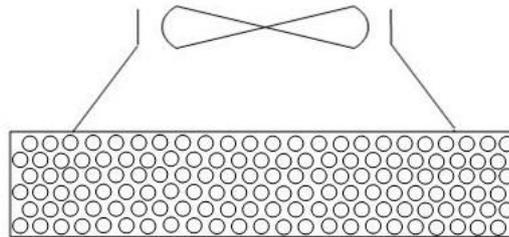
1.1.2.4 Cabeçote tipo boleado

Neste tipo de cabeçote, um tampo semicircular é soldado ou aparafusado na placa de tubos. Trata-se de uma construção relativamente barata, mas tem como desvantagem o fato de que a tubulação deve ser removida para limpeza ou até mesmo para reparar um vazamento. Portanto, deve ser utilizado apenas quando o serviço não requer frequente remoção para limpeza.

1.1.3 Feixe de Tubos

Um feixe de tubos consiste em um conjunto de tubos, pelos quais passa a corrente de processo a ser resfriada, fixados ao mesmo cabeçote. O feixe de tubos tem o formato retangular e mede geralmente em torno de 6 a 12 ft de largura (SERTH, 2007). A Figura 4 apresenta um desenho esquemático da vista frontal de um feixe de tubos.

Figura 4 - Vista frontal de um feixe de tubos de um *air cooler*



Fonte: Souza (2017)

Ele pode apresentar variadas orientações, sendo que a mais utilizada é a posição horizontal, devido a sua facilidade de manutenção (MUKHERJEE, 2017). A configuração vertical às vezes é utilizada em situações onde é preciso drenagem, como em serviços que ocorrem condensação (GPSA, Engineering Data Book). Apesar de necessitarem de uma área de projeção menor do que as demais configurações, o desempenho na orientação vertical pode sofrer influência da direção do vento. Por último, a configuração em “A” é ideal para processos com condensação da corrente quente, uma vez que facilita a drenagem do condensado, como, por exemplo, em plantas de geração de energia para condensação das correntes de vapor das turbinas. Nessa orientação, o feixe de tubos é montado em uma armação triangular, com inclinação normalmente entre 45° e 60° , com os ventiladores localizados abaixo (MUKHERJEE, 2017).

1.1.3.1 Tubos aletados

O fato do coeficiente de convecção do ar ser extremamente baixo torna o uso de uma superfície estendida no lado do ar inevitável. Como o mais comum e menos caro modo de conseguir uma superfície estendida é a partir de aletas, o uso de tubos aletados em *air coolers* é fundamental para garantir a transferência de calor desejada (MUKHERJEE, 2017).

De acordo com Serth (2007), em *air coolers* são utilizadas aletas radiais (anelares) dispostas no formato helicoidal em toda a extensão da superfície do tubo. As aletas também possuem altura significativamente maior do que a altura das aletas utilizadas em trocadores de

calor casco-e-tubo. Este tipo de tubo aletado é chamado de *high-fin tubing*. A Figura 5 apresenta diferentes variantes construtivas de aletas empregadas em *air coolers*.

O arranjo dos tubos normalmente é triangular, sendo estes normalmente compostos de aço carbono ou de aço inoxidável. As aletas normalmente são feitas de alumínio, pois é o material com a melhor relação custo x benefício do ponto de vista da condutividade térmica. Para temperaturas acima de 400 °C, aço carbono é mais indicado. No caso de condições corrosivas, os tubos aletados de aço carbono são galvanizados. Tubos aletados de carbono galvanizado só não podem ser usados em fluidos com temperatura superior a 300 °C (MUKHERJEE, 2017).

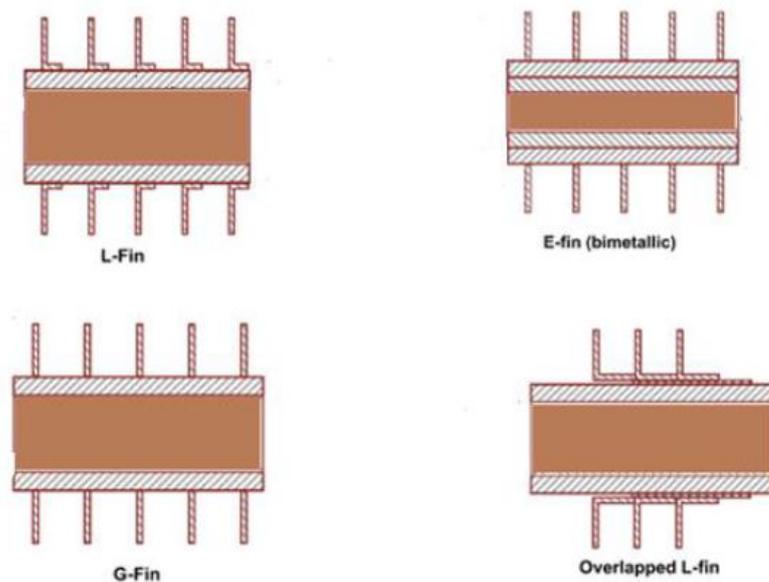
Segundo (GPSA, Engineering Data Book), os tubos mais comuns têm 1 in (0,0254 m) de diâmetro externo e a altura mais usual das aletas oscila entre 0,0127 m e 0,01588 m. A Tabela 1 expõe a faixa típica de valores para as características dos tubos aletados:

Tabela 1 – Faixa de valores típicos das dimensões dos tubos aletados de *air coolers*

Dimensões	Faixa típica
Altura das aletas	6,35mm - 38,1 mm
Diâmetro das aletas	12,7 mm - 203,2 mm
Espessura das aletas	0,3048 mm - 0,889 mm
Número de aletas por unidade comprimento	78 aletas/m - 472 aletas/m

Fonte: SERTH, 2007. p. 633.

Figura 5 - Diferentes tipos de aletas



Fonte: Singh, Desai, & Bora (2015).

1.1.4 Ventiladores

A fim de garantir a convecção forçada do ar através do feixe de tubos, *air coolers* são compostos também por ventiladores. O diâmetro dos ventiladores varia entre 6 a 18 ft e são compostos tipicamente por 4 ou 6 pás.

O dimensionamento dos ventiladores deve considerar a capacidade de cobertura de distribuição do fluxo de ar para os feixes. Como boa prática, os ventiladores devem cobrir no mínimo 40% da área da face do feixe de tubos, a fim de garantir uma melhor distribuição do ar (MANASSALDI, SCENNA, & MUSSATI, 2014).

O sistema de ventilação contempla, além dos ventiladores, partes adicionais como a coifa e o anel do ventilador. A coifa é a estrutura que conecta o ventilador e o feixe de tubos e o anel forma um invólucro ao redor do ventilador (SERTH, 2007).

Os ventiladores podem ser acionados por motores ou turbinas (GPSA, Engineering Data Book). Os motores elétricos, no entanto, são os mais utilizados.

1.2 **Otimização**

Apesar das vantagens do *air cooler* e da sua importância no que tange questões ambientais citadas na seção 1.1, o número de trabalhos publicados sobre a otimização de *air coolers* ainda é consideravelmente menor do que trabalhos envolvendo tradicionais trocadores de calor do tipo casco-e-tubo.

Os trabalhos encontrados na literatura abordam o problema de otimização de *air coolers* a partir de métodos meta-heurísticos (Doodman; Fesanghary; Hosseini, 2009; Karami et al., 2012; Rezaei et al., 2012; Kashani; Maddahi; Hajabdollahi, 2013; Passos, 2015;) e via programação matemática (González; Petracci; Urbicain, 2001; Manassaldi; Scenna; Mussati, 2014; Souza, 2017). Métodos meta-heurísticos são representados por algoritmos baseados em uma busca computacional usualmente baseada na reprodução de um fenômeno natural e que envolve etapas estocásticas. Métodos baseados em programação matemática utilizam algoritmos determinísticos de forma a identificar a solução baseado em um critério de

otimalidade. Visando facilitar a apresentação dos trabalhos da literatura, a análise dos trabalhos já publicados será organizada de acordo com cada classe de métodos.

1.2.1 Métodos metaheurísticos

Doodman, Fesanghary e Hosseini (2009) utilizaram inicialmente uma análise de sensibilidade global a fim de investigar a influência dos parâmetros de projeto no custo total de condensadores do tipo *air coolers*. A partir da identificação dos parâmetros importantes, a dimensão do problema de otimização tornou-se reduzida, uma vez que foram utilizados somente os parâmetros mais relevantes como variáveis de otimização: diâmetro externo dos tubos, número de tubos por fila, número de tubos por passe, material dos tubos, altura das aletas, velocidade do ar e temperatura do ar. Em seguida, foi aplicado um algoritmo de busca harmônica, que consiste em um algoritmo meta-heurístico, com base em um estudo de caso. Para fins de validação, os autores aplicaram também um algoritmo genético a esse estudo. Os resultados revelaram que a busca harmônica apresentou valor de função objetivo menor do que o algoritmo genético.

Karami et al. (2012) implementaram o algoritmo de otimização chamado Algoritmo Competitivo Imperialista (*Imperialist Competitive Algorithm*, ICA) a um *air cooler* que possui fitas torcidas (*twisted tapes*) no interior dos tubos. Este tipo de algoritmo do campo da computação evolutiva é baseado na evolução sociopolítica de sociedades humanas. Primeiramente, Karami et al. (2012) com base em resultados experimentais, fizeram uma regressão correlacionando o número de Reynolds, a razão de torção das fitas (*twisted tapes*) e o valor de Nusselt, sendo esta última a variável de saída. Posteriormente, a correlação foi incorporada ao ICA a fim de otimizar o valor máximo de Nusselt.

Assim como em outros métodos evolutivos, o ICA começa com uma população inicial. Populações são chamadas de país e são de dois tipos: colônias e imperialistas, ambos formam impérios. Ao longo da competição, impérios fracos se colapsam e os fortes tomam posse de suas colônias. Dessa forma, a competição converge para um estado no qual há apenas um império e suas colônias estão na mesma posição e apresentam o mesmo custo do imperialista. Ao fim do algoritmo, pode-se encontrar a solução ótima para a maioria das funções.

Em Rezaei et al. (2012), os mesmos autores novamente empregaram o algoritmo ICA com uma regressão prévia com o objetivo de otimizar o desempenho térmico de um *air cooler* com dispositivos de intensificação de troca térmica denominados *Butterfly Inserts* (REZAEI, E. et al., 2012). A regressão proposta englobou as seguintes variáveis: número de Reynolds, ângulo de inclinação dos *Butterfly Inserts* e da variável Ph que mede o desempenho térmico do trocador, de acordo com a equação (1) a seguir:

$$P_{th} = \frac{\frac{Nuh}{Nuh_0}}{\left(\frac{fh}{fh_0}\right)^{\frac{1}{3}}} \quad (1)$$

onde *Nuh* e *fh* correspondem ao número de Nusselt e ao fator de atrito, respectivamente, ambos da corrente quente, para o tubo com *Butterfly Inserts*. O subscrito 0 caracteriza essas mesmas variáveis calculadas para um tubo plano. O estudo de caso consiste em resfriar uma corrente de hidrocarboneto líquido de uma refinaria.

Kashani, Maddahi e Hajabdollahi (2013) estudaram a minimização de duas funções objetivo conflitantes de forma simultânea: o *approach* de temperatura (diferença entre as temperaturas de saída do fluido de processo e de entrada do ar) e o custo total anualizado (inclui custos de capital, de operação e de manutenção). A otimização multi-objetivo tem um aspecto peculiar, visto que não apresenta uma solução única, mas sim um conjunto contendo as melhores soluções possíveis. Esse conjunto é denominado Pareto e, a partir dele, inicia-se um processo de tomada de decisões, considerando que a solução, dentre as várias ótimas, será eleita como ideal baseada em critérios específicos do projeto analisado por um tomador de decisões.

O modelo termofluidodinâmico proposto por Kashani, Maddahi, e Hajabdollahi (2013) foi validado com exemplos da literatura e apresentou diferenças aceitáveis. Para a otimização, empregaram um método do tipo algoritmo genético. Foram definidas como variáveis de projeto: comprimento do tubo, diâmetro interno e externo do tubo, número de filas, número de tubos por fila, número de passes, razão de passo, altura das aletas, espessura das aletas, densidade das aletas e velocidade do ar. Uma análise de sensibilidade foi realizada para cada uma das variáveis a fim de investigar o real de efeito da variação de cada uma delas em ambas as funções objetivo. No que tange as restrições, estas foram atreladas às faixas usuais de velocidade nos tubos, regime turbulento nos tubos, razão comprimento/largura do feixe, diâmetro do ventilador *versus* dimensões da baia e queda de pressão. A partir dos

resultados, os autores verificaram que para todas as variáveis, exceto o número de passes, as funções objetivo se apresentaram conflitantes, ou seja, para uma determinada alteração na variável, ao passo que uma função crescia a outra decrescia, sendo a solução ótima definida por tomada de decisão.

Passos (2015) investigou o problema de otimização do projeto de *air coolers* considerando como função objetivo a minimização do custo total anualizado (composto pelos custos de investimento, de operação e de manutenção), utilizando uma modelagem econômica adaptada de Conradie, Buys e Kröeger (1998). Na formulação do problema, as variáveis de projeto elencadas foram: diâmetro externo dos tubos, número de aletas por metro de tubo, altura das aletas, razão de passo dos tubos, número de passes nos tubos, comprimento dos tubos, número de filas, número de tubos por feixe, número de feixes por baia, número de baias, fração de cobertura dos ventiladores e temperatura de saída da corrente de ar. A única restrição explícita do problema consiste em um limite mínimo de excesso de área que viabiliza tecnicamente o trocador.

A otimização é realizada através do método *simulated annealing* (em português: recozimento simulado) e um método heurístico determinístico. Em ambos, cada ponto do espaço de busca corresponde a uma alternativa de projeto, representada por um vetor composto pelas diferentes variáveis de otimização. O método *simulated annealing* é inspirado no comportamento de um metal que resfria até atingir um estado cristalino com um mínimo de energia. Dessa forma, partindo de um ponto inicial, o método consiste em conjunto de modificações aleatórias chamadas de movimento, realizadas de forma sucessiva durante a busca. Se o movimento gera um valor de função objetivo menor do que a atual, este é aceito e a nova alternativa gerada toma o lugar da atual. No caso contrário, o movimento pode ou não ser aceito. Isto depende de um teste randômico que, à medida que a busca avança, torna-se cada mais restritivo. O fato do método possibilitar a aceitação de movimentos desfavoráveis é o que caracteriza-o como um método de otimização global, pois isso permite que ótimos locais sejam driblados ao longo do processo de otimização. Já o método heurístico determinístico aplicado é fundamentado em uma lógica do tipo *greedy*, na qual apenas os movimentos de transição que levam à uma diminuição da função objetivo são aceitos. Comparando ambos os métodos, Passos (2015) verificou que o *simulated annealing* apresentou melhores resultados na redução de custos.

1.2.2 Métodos de programação matemática

González, Petracci e Urbicain (2001) implementaram um algoritmo de otimização não linear, cuja função objetivo corresponde a minimizar o custo de investimento mais o custo de operação, sujeito a cinco restrições referentes aos parâmetros geométricos e operacionais do trocador. O problema é resolvido usando um método de programação quadrática sequencial (SQP). Variáveis dependentes como a queda de pressão, o coeficiente de convecção e a temperatura de saída de ambos os fluidos foram calculados em um ambiente de simulação à parte. Como variáveis de projeto, foram consideradas dez variáveis: diâmetro externo dos tubos, número de aletas por comprimento, altura da aleta, folga entre as aletas, variação de temperatura do ar, comprimento do tubo, espessura da aleta, número de filas, números de passes e número de seções. Apesar de o conjunto ser composto por variáveis discretas e contínuas, González, Petracci, & Urbicain (2001) as consideraram contínuas para fins de otimização, de modo que a solução ótima encontrada não necessariamente fornece as variáveis discretas nos seus respectivos valores comerciais.

Kessen (2012) utilizou o método de Nelder-Mead (NELDER e MEAD, 1965) para otimização do projeto de *air coolers*. este é um método de otimização determinístico de busca local para problemas de otimização sem restrições. O estudo de caso abordado por Kessen (2012) é um condensador a ar de gás de chaminé efluente de uma usina. O objetivo do serviço do trocador é recuperar a água presente nos gases da combustão. Os resultados da simulação foram validados com dados experimentais. As variáveis de projeto consideradas foram o passo das aletas e o comprimento das aletas a fim de minimizar o custo anualizado.

Manassaldi, Scenna e Mussati (2014) empregaram programação matemática não-linear inteira mista (MINLP) para solucionar o problema de otimização de um *air cooler* via tiragem induzida. O algoritmo contempla sete variáveis de projeto discretas, a saber: a seleção do tipo de tubo aletado, o número de aletas por unidade de comprimento, a espessura das aletas, o número de filas, o número de tubos por fila e o número de passes. Além disso, a abordagem elaborada também envolve as seguintes variáveis contínuas: diâmetro do ventilador, largura do feixe, comprimento do tubo, área de transferência de calor, potência do ventilador e queda de pressão e velocidade em ambos os lados do *air cooler*. Um aspecto importante neste contexto envolveu a adoção da temperatura e da vazão do ar como parâmetros previamente conhecidos. O modelo foi resolvido com base em três critérios de

minimização: o custo total anualizado (capital + operacional), a área de transferência de calor e o consumo de energia do ventilador.

Souza (2017) resolveu o problema de projeto ótimo através de uma formulação do tipo programação linear inteira mista (MILP), utilizando como função objetivo o custo total anualizado (inclui custos de investimento, de operação e de manutenção). As variáveis investigadas por Souza (2017) são o número de baias, número de feixes por baia, número de ventiladores por baia, configuração definida pelo número de passes nos tubos e pelo número de filas, número de tubos, diâmetro dos ventiladores, comprimento dos tubos, razão de passo nos tubos e as características referentes ao tubo aletado (diâmetro externo dos tubos, altura das aletas, espessura das aletas e número de aletas por comprimento). As restrições são representadas por todas as equações termofluidodinâmicas (SERTH, 2007) referentes à corrente quente e do ar, o consumo de energia do escoamento da corrente de ar e o modelo econômico do custo total (CONRADIE; BUYS e KRÖEGER, 1998).

A consistência do modelo utilizado foi validada com os resultados apresentados por Serth (2007), atribuindo às variáveis e parâmetros os mesmos valores reportados na referência citada. O maior desvio encontrado foi na queda de pressão no lado do ar (1,29%), sendo ainda um valor aceitável. Também a partir do exemplo de Serth (2007), Souza (2017) otimizou este mesmo projeto e obteve um custo total anualizado cerca de 20% menor do que o resultado reportado na literatura.

Há ainda trabalhos na literatura no que tange resultados obtidos a partir de softwares, tal como referenciado por Singh, Desai, & Bora (2015) que analisaram o efeito da variação do passo no tubos, da velocidade do ar e do número de filas de tubos através de um *software* comercial chamado HTRI.

1.3 Panorama Geral

Tal como apresentado acima, a literatura abordou o problema de otimização envolvendo métodos estocásticos e determinísticos.

Em relação aos métodos determinísticos, a maioria dos trabalhos anteriores foram baseados em métodos de otimização local, usualmente focando a minimização do custo total anualizado. Entretanto as não-linearidades do problema implicam em um problema não-convexo, passível de envolver múltiplos ótimos locais. Por esta razão, Souza (2017)

investigou o problema de projeto baseado em uma abordagem capaz de determinar o ótimo global através de um algoritmo determinístico. Entretanto, um aspecto a ser observado neste caso corresponde à consideração que a temperatura de saída do ar do trocador foi considerada um parâmetro fixo.

Os trabalhos envolvendo algoritmos metaheurísticos envolveram diferentes aspectos do problema, tais como serviços de condensação (DOODMAN, FESANGHARY E HOSSEINI; 2009), otimização multi-objetivo (KASHANI; MADDAHI; HAJABDOLLAHI, 2013) ou a limitação da otimização apenas aos aspectos termofluidodinâmicos (KARAMI et al., 2012; REZAIE et al., 2012). A otimização econômica focada na redução do custo total anualizado em air coolers sem mudança de fase foi estudada apenas por Passos (2015).

A partir deste panorama, o presente trabalho visa avaliar a utilização de algoritmos genéticos para a otimização de trocadores de calor do tipo air cooler sem mudança de fase. Este tipo de algoritmo é considerado um método de otimização global, visto que, apesar da sua solução não estar associada a um critério rigoroso de otimalidade global, a trajetória da busca é capaz de driblar ótimos locais. Visando avaliar a qualidade da solução em relação a algoritmos tradicionais de busca local, foram também investigados dois tipos de algoritmos com esta característica. Uma análise comparativa direta também pode ser realizada com o resultado rigoroso via otimização global uma vez que é utilizado o mesmo modelo termofluidodinâmico de Souza (2017).

2 MODELAGEM E SIMULAÇÃO

Os algoritmos de otimização propostos nesta dissertação implicam na simulação de cada trocador candidato à solução explorado durante a busca, visando determinar se o mesmo é capaz de realizar o serviço e o custo total anualizado correspondente.

Desta forma, este capítulo apresenta as equações empregadas na simulação de trocadores de calor do tipo *air cooler*, sendo dividido em duas partes: modelagem termofluidodinâmica e modelagem econômica. Na primeira seção, são apresentadas as equações do modelo termofluidodinâmico baseadas na proposta de Serth (2007) – adicionalmente, a análise do fator de correção LMTD utilizada no simulador é baseada na abordagem adotada por Souza (2017), utilizando o mesmo domínio de Saunders (1988). Na segunda parte, é apresentado o modelo utilizado para a avaliação econômica do projeto do *air cooler*, baseado na abordagem proposta por Conradie (1998).

A fim de facilitar a descrição e o entendimento do problema, nos capítulos seguintes, todos os parâmetros estarão identificados com o símbolo “^”.

2.1 Modelagem termofluidodinâmica

A modelagem termofluidodinâmica contempla os seguintes cálculos: do escoamento da corrente quente e do ar, a expressão do coeficiente de global de transferência de calor, a área de troca térmica, as equações do fator de correção do LMTD, a queda de pressão no escoamento da corrente quente, o consumo de energia pelo escoamento do ar e das potências do ventilador e das bombas.

2.1.1 Coeficientes de convecção

2.1.1.1 Coeficiente de Convecção da Corrente Quente (hh)

O cálculo do número de Nusselt no lado dos tubos (Nuh), considerando escoamento turbulento, e, por consequência, do coeficiente de convecção da corrente quente (hh) baseia-se na correlação de Seider & Tate (SERTH, 2007):

$$Nuh = 0,023 Reh^{0,8} \hat{Prh}^{1/3} \quad (2)$$

onde Reh e Prh correspondem aos número de Reynolds e Prandtl referentes ao escoamento da corrente quente. A partir da definição, do número de Nusselt, determina-se o valor do coeficiente de convecção correspondente:

$$hh = \frac{Nuh \hat{kh}}{Dti} \quad (3)$$

onde Dti é o diâmetro interno dos tubos do trocador e kh é a condutividade térmica da corrente quente.

Os números de Reynolds e de Prandtl da corrente quente, utilizados na equação (2) podem ser calculados a partir das equações (4) e (5):

$$Reh = \frac{Dti vt \hat{\rho}h}{\hat{\mu}h} \quad (4)$$

$$\hat{Prh} = \frac{\hat{C}ph \hat{\mu}h}{\hat{kh}} \quad (5)$$

O número de Reynolds é função do diâmetro interno do tubo, que está relacionado com diâmetro externo (Dte) e a espessura dos tubos ($\hat{\delta}t$) – equação (6) –, e também da velocidade de escoamento (vt) obtida a partir da equação (7).

$$Dti = Dte - 2\hat{\delta}t \quad (6)$$

$$vt = \frac{4\hat{m}h Npt}{\pi Dti^2 \hat{\rho}h Ntb Nbay Nbbay} \quad (7)$$

onde $\hat{m}h$ é a vazão do fluido quente, N_{pt} é o número de passes nos tubos, $\hat{\rho}h$ é a massa específica do fluido quente, N_{tb} é o número de tubos por feixe, N_{bay} é o número de baias e N_{bbay} é o número de feixe por baia.

Vale ressaltar que a validade da correlação de Seider & Tate está condicionada aos limites referentes às equações (8) e (9):

$$\frac{L}{D_{ti}} \geq 10 \quad (8)$$

$$Re_h \geq 10000 \quad (9)$$

2.1.1.2 Coeficiente de Convecção da Corrente Fria (hc)

Para o cálculo do número de Nusselt para o escoamento do ar (Nuc) e, por consequência, do seu coeficiente de convecção (hc), foi utilizada a correlação de Ganguli et al. (SERTH, 2007):

$$Nuc = 0,38 Rec^{0,6} \hat{Pr}^{1/3} (A_{ot}/Ar)^{-0,15} \quad (10)$$

$$hc = \frac{Nuc \hat{k}c}{D_{te}} \quad (11)$$

onde Rec é o número de Reynolds referente ao escoamento no lado do ar, A_{ot} é a área total da superfície aletada por unidade de comprimento, Ar é área externa do tubo sem aletas por unidade de comprimento, sendo esta calculada da seguinte forma:

$$Ar = \pi D_{te} \quad (12)$$

Já a área total da superfície aletada por unidade de comprimento (A_{ot}) corresponde à soma da área exposta do tubo (A_b) e da área das aletas (A_{of}) – considerando aletas radiais circulares –, conforme equação (13):

$$A_{ot} = A_b + A_{of} \quad (13)$$

$$A_b = \pi D_{te}(1 - t_f N_f) \quad (14)$$

$$A_{of} = 2N_f \frac{\pi}{4} (D_f^2 - D_{te}^2) + \pi D_f t_f N_f \quad (15)$$

onde t_f é a espessura das aletas e N_f é o número de aletas por unidade de comprimento.

O diâmetro das aletas (D_f) relaciona-se com o diâmetro dos tubos e a altura das aletas (L_f) por:

$$D_f = D_{te} + 2L_f \quad (16)$$

Para o cálculo do número de Reynolds no lado do ar (Rec), utiliza-se a velocidade do ar através da área mínima de escoamento (v_{cmax}):

$$Rec = \frac{D_{te} v_{cmax} \hat{\rho}_c}{\hat{\mu}_c} \quad (17)$$

$$v_{cmax} = \frac{\hat{m}_c / \hat{\rho}_c}{A_{face} FAR} \quad (18)$$

onde $\hat{\rho}_c$ é a massa específica do ar, $\hat{\mu}_c$ é a viscosidade média do ar, \hat{m}_c é a vazão mássica do ar, A_{face} é a área total projetada e FAR é o fator de área livre.

A expressão para o cálculo da área total projetada (A_{face}) é dada por:

$$A_{face} = N_{bay} N_{bbay} Act \quad (19)$$

onde Act corresponde à área projetada de um feixe, que é função do comprimento e largura do feixe (Lbt) – esta por sua vez é calculada na equação (21):

$$Act = Lbt L \quad (20)$$

$$Lbt = N_{tr} Ltp \quad (21)$$

O passo dos tubos (Ltp) corresponde ao produto do diâmetro externo dos tubos e da razão de passo (rp):

$$Ltp = D_{te} rp \quad (22)$$

Por fim, o fator de área livre (FAR) é função também do espaçamento entre as aletas, sf , calculado na equação (24).

$$FAR = 1 - \frac{N_f(D_f t_f + D_{te} sf)}{Ltp} \quad (23)$$

$$sf = \frac{1}{N_f} - t_f \quad (24)$$

Neste contexto, a correlação de Ganguli et al. é válida para os seguintes limites:

$$1800 \leq Re_c \leq 10^5 \quad (25)$$

$$Nr \geq 3 \quad (26)$$

$$1 \leq \frac{A_{ot}}{Ar} \leq 50 \quad (27)$$

$$0,011176 \text{ m} \leq Dte \leq 0,0508 \text{ m} \quad (28)$$

$$0,0274 \text{ m} \leq Ltp \leq 0,0986 \text{ m} \quad (29)$$

$$0,00584 \text{ m} \leq Lf \leq 0,0191 \text{ m} \quad (30)$$

$$275 \leq Nf \leq 433 \quad (31)$$

onde Nr é o número de filas de tubos e Ar é a área externa dos tubos sem aletas por comprimento.

2.1.2 Eficiência da superfície aletada

A eficiência de uma única aleta (η_f) é calculada através da seguinte sequência de equações:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mf Lfe)}{mf Lfe} \quad (32)$$

$$Lfe = Lf \left(1 + \frac{tf}{2Lf} \right) \left(1 + 0,35 \ln \left(\frac{Df}{Dte} \right) \right) \quad (33)$$

$$mf = \sqrt{\frac{2h'}{\hat{k}_f tf}} \quad (34)$$

$$h' = \frac{hc}{1 + \hat{R}_f c} \quad (35)$$

onde L_{fe} é o comprimento corrigido das aletas, mf é um conjunto de parâmetros relacionados à aleta, h' é o coeficiente de convecção do ar corrigido, \hat{k}_f é a condutividade térmica das aletas e \hat{R}_{fc} é o fator de sujeira no lado dos tubos.

Com base no cálculo da eficiência de uma aleta (η_f), podemos calcular a eficiência da superfície aletada (η_t) pela equação (36).

$$\eta_t = \left(\frac{A_{ot} - A_{of}}{A_{ot}} \right) + \eta_f \left(\frac{A_{of}}{A_{ot}} \right) \quad (36)$$

As equações supracitadas no cálculo da eficiência de uma única aleta são válidas para as seguintes faixas de valores:

$$\frac{L_f}{t_f} > 3 \quad (37)$$

$$\frac{D_f}{D_{te}} < 3 \quad (38)$$

2.1.3 Coeficiente global de transferência de calor (U)

O coeficiente global de troca térmica (U) corresponde a:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{hh} + \hat{R}_{fh} \right) \left(\frac{A_{ot}}{\pi D_{ti}} \right) + \frac{A_{ot} \ln(D_{te}/D_{ti})}{2\pi \hat{k}_f t} + \frac{1}{\eta_t hc} + \frac{\hat{R}_{fc}}{\eta_t}} \quad (39)$$

2.1.4 Área de troca térmica

Primeiramente, calcula-se a área requerida (A_{req}) que é função da média logarítmica da diferença da temperatura ($\Delta \hat{T}_{LM}$) e do fator de correção (F):

$$A_{req} = \frac{\hat{Q}}{U \Delta \hat{T}_{LM} F} \quad (40)$$

$$\Delta \hat{T}_{LM} = \frac{(\hat{T}_{hi} - \hat{T}_{co}) - (\hat{T}_{ho} - \hat{T}_{ci})}{\ln \frac{(\hat{T}_{hi} - \hat{T}_{co})}{(\hat{T}_{ho} - \hat{T}_{ci})}} \quad (41)$$

onde \hat{T}_{ci} é a temperatura de entrada do ar, \hat{T}_{co} é a temperatura de saída do ar, \hat{T}_{hi} é a temperatura de entrada da corrente quente e \hat{T}_{ho} é a temperatura de saída da corrente quente.

Nos projetos de trocadores de calor, é comum definir uma margem de segurança ($\hat{A}_{excmín}$) e então, dessa forma, projeta-se uma área maior que a área requerida. O fator que corresponde a essa folga, chamada de excesso de área, é definido como a razão entre as áreas projetada (A) e requerida (A_{req}):

$$\frac{A}{A_{req}} \geq \hat{A}_{excmín} \quad (42)$$

Para o cálculo da área total de troca térmica, temos:

$$A = N_{bay} N_{bbay} N_r N_{tr} A_{ot} L \quad (43)$$

2.1.5 Fator de correção da média logarítmica

O fator de correção da média logarítmica varia conforme a configuração do *air cooler*. Para calcular este fator, é preciso conhecer o número de passes (N_{pt}), número de filas de tubos (N_r) do trocador e as temperaturas terminais.

No presente trabalho, foi adotada a abordagem utilizada por Souza (2017). O fator de correção para cada configuração (\hat{F}_{conf}), nesta abordagem, é função do fator de correção para a configuração de fluxo cruzado, onde ambos fluidos são não misturados (\hat{F}_{base}) e do ajuste dos dados de fator de correção publicados por Saunders (1988), para diferentes configurações de número de passes, filas e filas por passe.

Como as temperaturas de saída de ambas as correntes são conhecidas, calcula-se o valor de $\hat{F}base$ (equação (44)) em função do número de unidades de transferência ($N\hat{U}T$) e da efetividade do trocador de calor ($\hat{\varepsilon}$):

$$\hat{F}base = \frac{\hat{\varepsilon}(\hat{T}hi - \hat{T}ci)}{\Delta\hat{T}_{LM} N\hat{U}T} \quad (44)$$

$$\hat{\varepsilon} = \frac{\hat{T}hi - \hat{T}ho}{\hat{T}hi - \hat{T}ci} \quad (45)$$

$$\hat{C}r = \frac{\hat{m}h \hat{C}ph}{\hat{m}c \hat{C}pc} \quad (46)$$

$$\hat{\varepsilon} = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{\hat{C}r}\right)(N\hat{U}T)^{0,22} \left\{\exp\left[-\hat{C}r(N\hat{U}T)^{0,78}\right] - 1\right\}\right] \quad (47)$$

onde $\hat{C}ph$ é a capacidade térmica da corrente quente e $\hat{C}pc$ é a capacidade térmica do ar.

Deve-se observar que a equação (47) não tem solução analítica, dessa forma, para o cálculo de NUT , é necessário aplicar um método numérico apropriado.

A Tabela 2, a Tabela 3 e a

Tabela 4 apresentam as correlações obtidas através do ajuste para diferentes configurações de *air cooler* em função de $\hat{F}base$.

Tabela 2 - Fator de correção para *air coolers* com 1 passe nos tubos e N filas

Tipo de configuração	Correlação
1 fila por passe	$\hat{F}conf = 1,8\hat{F}base - 0,77$
2 filas por passe	$\hat{F}conf = 1,4\hat{F}base - 0,375$
4 filas por passe	$\hat{F}conf = 1,1\hat{F}base - 0,093$

> 5 filas por passe	$\hat{F}_{conf} = \hat{F}_{base}$
---------------------	-----------------------------------

Fonte: SOUZA, 2017. p.35.

Tabela 3 - Fator de correção para *air coolers* com 2 passes nos tubos e 2 filas com mistura no cabeçote

Tipo de configuração	Correlação
2 filas, 2 passes	$\hat{F}_{conf} = -0,86\hat{F}_{base}^2 + 1,96\hat{F}_{base} - 0,106$

Fonte: SOUZA, 2017. p.35.

Tabela 4 - Fator de correção para *air coolers* com N passes nos tubos e N filas

Tipo de configuração	Correlação
2 passes, 2 filas	$\hat{F}_{conf} = -20\hat{F}_{base}^3 + 49,86\hat{F}_{base}^2 - 40,56\hat{F}_{base} + 11,65$
3 passes, 3 filas	$\hat{F}_{conf} = -20\hat{F}_{base}^3 + 50,14\hat{F}_{base}^2 - 41,34\hat{F}_{base} + 12,17$
4 passes, 4 filas	$\hat{F}_{conf} = -13,33\hat{F}_{base}^3 + 32,57\hat{F}_{base}^2 - 26,14\hat{F}_{base} + 7,87$
> 4 passes, > 4 filas	$\hat{F}_{conf} = 1$

Fonte: SOUZA, 2017. p.35.

2.1.6 Queda de pressão no lado dos tubos

A queda de pressão no lado dos tubos (ΔPh) equivale à soma da queda de pressão no trajeto da corrente quente no interior dos tubos (ΔPf) e da queda de pressão no cabeçote (ΔPr), como mostra a equação (48). A queda de pressão nos bocais foi desconsiderada neste trabalho.

$$\Delta Ph = \Delta Pf + \Delta Pr \quad (48)$$

A queda de pressão no interior dos tubos é função do fluxo mássico (Gh) e do fator de atrito (fh) da corrente quente:

$$\Delta Pf = \frac{fh N_{pt} Gh^2 L}{2\hat{\rho}h D_{ti}} \quad (49)$$

$$Gh = \frac{\hat{m}h(N_{pt} / N_{tr} N_r N_{bay} N_{bbay})}{\pi D_{ti}^2 / 4} \quad (50)$$

onde N_{tr} é o número de tubos por fila.

O fator de atrito (fh) é calculado de acordo com o número de Reynolds da corrente quente, de tal forma que, para $Re_h < 3000$:

$$fh = 64 / Re_h \quad (51)$$

e para $Re_h \geq 3000$:

$$fh = 0,4137 Re_h^{-0,2585} \quad (52)$$

A queda de pressão no cabeçote é dada pela equação (53):

$$\Delta Pr = \frac{Gh^2 \alpha r}{2\hat{\rho}h} \quad (53)$$

onde αr é função do número de passes nos tubos, conforme abaixo:

$$\alpha r = 2N_{pt} - 1,5 \quad (54)$$

2.1.7 Consumo de energia pelo escoamento da corrente do ar

O cálculo da variação da pressão associada ao ventilador (ΔP_{fan}) é resultado da soma das quedas de pressão no feixe e na coifa (ΔP_c) e no termo associado à energia cinética (ΔP_p):

$$\Delta P_{fan} = \Delta P_c + \Delta P_p \quad (55)$$

A queda de pressão no feixe e na coifa (equação (56)) é calculada com base no fluxo mássico do ar (G_c) e do fator de atrito (f_c), que podem ser obtidos pelas equações (57) e (58).

$$\Delta P_c = 1,1 \frac{2 f_c G_c^2 N r}{\hat{\rho} c} \quad (56)$$

$$G_c = \hat{\rho} c v_{c \max} \quad (57)$$

$$f_c = \left(1 + \frac{2e^{-a/4}}{1+a} \right) \left(0,021 + \frac{27,2}{Re_{eff}} + \frac{0,29}{Re_{eff}^{0,2}} \right) \quad (58)$$

onde a e Re_{eff} são definidos pelas equações (59) e (60) a seguir:

$$a = \frac{L_{tp} - D_f}{D_{te}} \quad (59)$$

$$Re_{eff} = Re_c \frac{s_f}{L_f} \quad (60)$$

O termo associado à energia cinética é dada por:

$$\Delta P_p = \frac{\hat{\rho} c v_{fr}^2}{2} \quad (61)$$

onde na equação (61), v_{fr} é a velocidade de escoamento do ar através dos ventiladores que é obtida a partir da vazão volumétrica do ar por ventilador (q_{fan}).

$$v_{fr} = \frac{q_{fan}}{\frac{\pi}{4} D_{fan}^2} \quad (62)$$

$$q_{fan} = \frac{\hat{m}c / \hat{\rho}c_{out}}{N_{bay} N_{fanbay}} \quad (63)$$

onde N_{fanbay} é o número de ventiladores por baia.

2.1.8 Cálculo das potências

2.1.8.1 Potência dos ventiladores

A potência consumida no escoamento de um ventilador é definida a partir da equação (64).

$$W_{used} = \frac{\Delta P_{fan} q_{fan}}{\hat{\eta}_{fan} \hat{\eta}_{sr} \hat{\eta}_{motor}} \quad (64)$$

onde $\hat{\eta}_{fan}$ é a eficiência dos ventiladores, $\hat{\eta}_{sr}$ é a eficiência do redutor de velocidade e $\hat{\eta}_{motor}$ é a eficiência do motor.

Para obter a potência total dos ventiladores, basta multiplicar pelo número de ventiladores por baia e pelo número de baias, conforme a equação (65).

$$W_{usedTot} = W_{used} N_{fanbay} N_{bay} \quad (65)$$

2.2 **Modelagem econômica**

O modelo econômico adotado no presente trabalho é baseado na abordagem de Conradie et al. (1998), no qual o custo total de investimento (C_{inv}) inclui o custo de investimento nos tubos aletados (C_{he}) e no sistema dos ventiladores (C_{fs}).

Além do custo de investimento, Conradie et al. (1998) aborda também os custos de manutenção e de operação. O custo de manutenção anual (C_{mai}) corresponde a um percentual do custo de investimento. Por último, o custo de operação (C_{op}) varia conforme a potência consumida pelos ventiladores ($W_{usedTot}$), o tempo de operação anual do *air cooler* (hop) e o preço da energia elétrica (\hat{C}_{ee}).

Os custos de investimento, de manutenção e de operação são calculados pelas equações (66) - (70) a seguir:

$$C_{inv} = C_{che} + C_{fs} \quad (66)$$

$$C_{che} = \left(\left(\begin{matrix} N_{tr} & N_r & N_{bay} & N_{bbay} \\ \left((10010(D_{te}^2 - D_{ti}^2) + 17193(D_{f}^2 - D_{te}^2))N_f \right) & t_f & + 1,27D_{te} & N_f + 4,06 \end{matrix} \right) (67) \right) (32,5) \quad (67)$$

$$C_{fs} = N_{fanbay} \quad N_{bay} (1887,5 + 163,49 \quad D_{fan}^2 + 0,28125 \quad W_{used}) \quad (68)$$

$$C_{mai} = 0,01C_{che} + 0,03C_{fs} \quad (69)$$

$$C_{op} = \frac{W_{usedTot} \quad \hat{hop} \quad \hat{C}_{ee}}{1000} \quad (70)$$

O custo total anualizado (TAC), portanto, é dado pela equação (71).

$$TAC = F\hat{C}R \quad C_{inv} + C_{mai} + C_{op} \quad (71)$$

O fator de anualização ($F\hat{C}R$) é definido com base em uma determinada taxa de retorno (\hat{i}) e no tempo de vida do projeto do *air cooler* (\hat{y}).

$$F\hat{C}R = \frac{\hat{i}(1+\hat{i})^{\hat{y}}}{(1+\hat{i})^{\hat{y}} - 1} \quad (72)$$

É importante ressaltar que Conradie et al. (1998) não considera economia de escala no cálculo do custo de investimento de *air coolers*. Outros autores também desconsideraram essa prática em seus trabalhos, como Loh et al. (2002) e Manassaldi et al. (2014).

3 OTIMIZAÇÃO

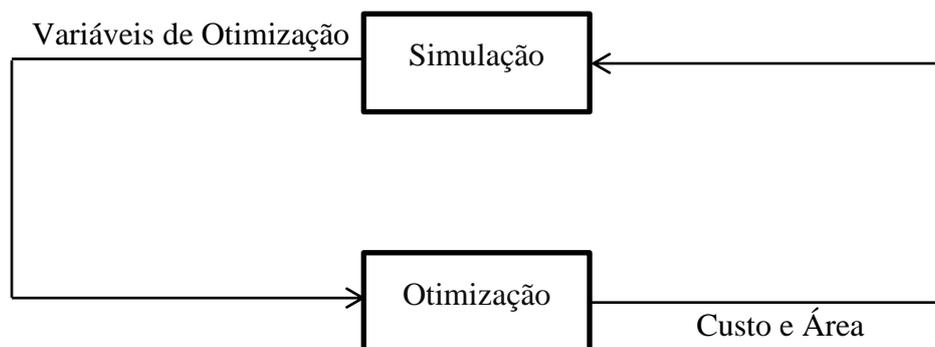
Neste capítulo, são apresentados a formulação proposta do problema de otimização de trocadores do tipo *air cooler* e os métodos de otimização empregados no desenvolvimento do trabalho.

3.1 Formulação do Problema de Otimização

3.1.1 Estrutura

A abordagem proposta neste trabalho consiste em dividir o problema em dois blocos: um bloco de simulação (já descrita no Capítulo 2) e um bloco de otimização, conforme apresentado na Figura 6. Neste caso, para cada avaliação da função objetivo e das restrições associadas ao comportamento termofluidodinâmico por parte da rotina de otimização é acionada a rotina de simulação.

Figura 6 - Esquema simplificado do problema de otimização.



Fonte: O autor, 2018 baseado em Passos (2015).

3.1.2 Variáveis de otimização

As variáveis de projeto exploradas na formulação do problema de otimização são as mesmas propostas por Souza (2017), conforme ilustrado na Tabela 5:

Tabela 5 - Variáveis de projeto

Símbolo	Descrição
<i>L</i>	comprimento dos tubos
<i>Dte</i>	diâmetro externo dos tubos
<i>Lf</i>	altura das aletas
<i>tf</i>	espessura das aletas
<i>Nf</i>	número de aletas por comprimento
<i>rp</i>	razão de passo nos tubos
<i>Npt</i>	número de passes nos tubos
<i>Nr</i>	número de filas
<i>Ntr</i>	número de tubos por fila
<i>Nbay</i>	número de baias
<i>Nbbay</i>	número de feixes por baia
<i>Nfanbay</i>	número de ventiladores por baia
<i>Dfan</i>	diâmetro dos ventiladores

Fonte: O autor, 2018.

Nos algoritmos de otimização explorados nesta dissertação essas variáveis são organizadas em um vetor de índices, onde cada posição corresponde a uma das variáveis supracitadas e o valor da respectiva posição representa o índice associado ao valor daquela variável no domínio da busca.

De acordo com a lista de variáveis apresentada, as posições deste vetor de busca são apresentadas na Figura 7:

Figura 7 - Vetor das variáveis de projeto.

$$\left[\begin{array}{cccccccc} L & Dte & Ntr & Npt & Nbay & Nbbay & rp & Dfan & Nfanbay \\ & Lf & & Nr & & & & & \\ & Nf & & & & & & & \\ & tf & & & & & & & \end{array} \right]$$

Fonte: O autor, 2018.

3.1.3 Função objetivo

A função objetivo do problema corresponde à minimização do custo total anualizado, incluindo o investimento e o custo operacional e de manutenção conforme apresentado nas equações (66) a (72).

3.1.4 Restrições

A metodologia proposta para a resolução do problema de otimização implica que todas as equações termofluidodinâmicas estão embutidas na rotina de simulação. Na camada de otimização, há apenas duas restrições explícitas.

A primeira delas infere que o trocador projetado deve apresentar excesso de área maior do que o valor mínimo determinado previamente pelo projetista (equação (42)). Conforme abordado na seção 2.1.4, é usual definir previamente um fator que corresponde ao excesso mínimo de área ($\hat{A}_{excmín}$) em projetos de trocadores de calor, a fim de projetar uma área de troca térmica com uma folga comparada à área requerida:

$$\frac{A}{A_{req}} - 1 \geq 0,1 \quad (73)$$

O outro grupo de restrições engloba a imposição de um mínimo de fração de cobertura nos ventiladores e as respectivas folgas entre os ventiladores e a lateral do *air cooler* e entre os próprios ventiladores.

Conforme mencionado na seção 1.1.4, os ventiladores devem cobrir no mínimo 40% da área da face do feixe de tubos, conforme equação (74).

$$PAfan \geq 0,40 \quad (74)$$

Na equação acima, a fração de cobertura ($PAfan$) é dada por:

$$PAfan = Afan \frac{Nfanbay}{Abay_{proj}} \quad (75)$$

onde $Afan$ refere-se à área de um ventilador e $Abay_{proj}$ corresponde à área projetada de uma baia que é função da largura de baia ($Wbay$). As três variáveis são calculadas pelas equações (76) - (78).

$$Afan = \frac{\pi Dfan^2}{4} \quad (76)$$

$$A_{bay_{proj}} = L_{bt} W_{bay} \quad (77)$$

$$W_{bay} = L_{bt} N_{bbay} \quad (78)$$

Adicionalmente, o espaço ocupado pelos ventiladores deve estar de acordo com as dimensões do trocador, desta forma o diâmetro dos ventiladores não deve ser maior do que a largura das baias de acordo com uma determinada folga (fd) e o comprimento ocupado longitudinalmente pelo conjunto de ventiladores deve ser inferior ao comprimento das baias, também obedecendo a uma determinada folga construtiva (fl). Finalmente, os ventiladores devem estar afastados entre si de acordo com uma distância mínima ($Lfanp$).

Matematicamente, estas restrições são representadas por:

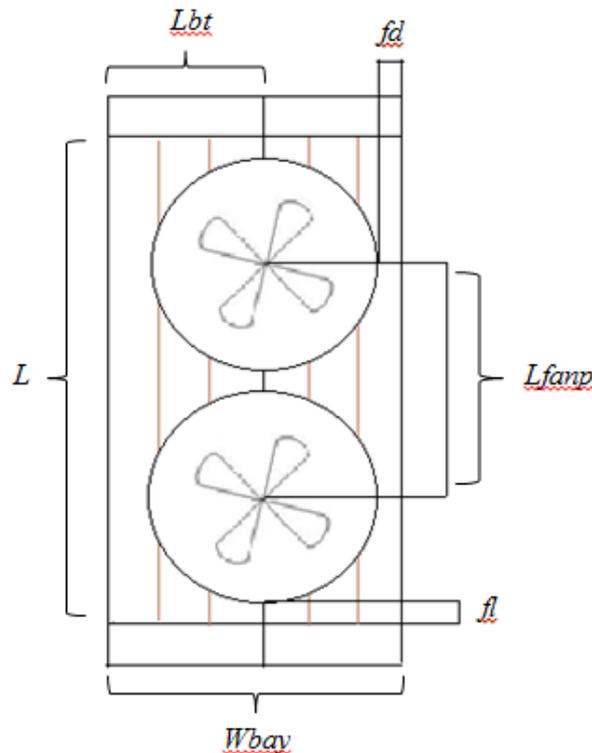
$$D_{fan} \leq W_{bay} - 2\hat{f}d \quad (79)$$

$$D_{fan} \leq L - L_{fanp}(N_{fanbay} - 1) - 2\hat{f}l \quad (80)$$

$$L_{fanp} = 1,1D_{fan} \quad (81)$$

A Figura 8 ilustra as restrições relativas à acomodação dos ventiladores.

Figura 8 – Vista superior do arranjo dos ventiladores (neste caso, dois).



Fonte: O Autor, 2018 baseado em Souza (2017).

Deve-se observar que na formulação proposta, as restrições relativas aos limites das correlações e ao escoamento no lado da corrente de processo não são contempladas.

3.2 Métodos de Otimização

Tal como mencionado na Introdução, o objetivo deste trabalho é explorar a utilização de algoritmos genéticos para a solução do problema de projeto. Entretanto, de forma comparativa, foram explorados dois algoritmos estocásticos, porém baseados em busca local. Estes três algoritmos são descritos a seguir.

3.2.1 Busca Local Simples

A partir de um ponto inicial, correspondendo a um trocador tentativa representado por um vetor de índices, é realizado um conjunto de modificações aleatórias sucessivas chamadas de movimentos. Cada movimento dá origem a um novo trocador tentativa que é então avaliado.

A mecânica do movimento é baseada em dois sorteios. Primeiramente, é sorteada a variável que será alterada. Em seguida, é realizado um segundo sorteio que determina se a alteração será na direção do aumento ou da redução da variável. Caso o segundo sorteio indique uma extrapolação do espaço de busca da variável sorteada, a direção do movimento é invertida. Por exemplo, se o movimento indica um aumento da variável que já está no seu valor máximo, o movimento passa a ser na direção contrária, ou seja, na direção da redução.

Em resumo, a cada movimento, uma das variáveis de projeto assume um valor imediatamente menor ou maior, compondo um vetor que corresponde a um ponto com um determinado valor de função objetivo, chamado neste trabalho de trocador candidato. Caso esse trocador candidato tenha um valor de função objetivo menor que o incumbente (melhor candidato encontrado até o presente momento), o candidato é aceito e o incumbente é atualizado. Ou seja, conforme abordado também por Passos (2015), o método de busca local

só aceita movimentos favoráveis, que caminhem na direção de redução da função objetivo (tipo *greedy*).

3.2.1.1 Descrição do Algoritmo

A fim de garantir que as restrições descritas na seção 3.1.4 sejam respeitadas na busca por soluções, o algoritmo foi dividido em três partes, chamadas aqui de laços:

- Laço 0: seleção do primeiro trocador candidato;
- Laço 1: identificação de um trocador viável;
- Laço 2: minimização do custo.

Primeiramente, o Laço 0 é responsável por selecionar, a partir de sorteios sucessivos, o valor de cada variável que compõe o vetor de posições do primeiro candidato. A cada sorteio realizado, verifica-se se as restrições associadas ao espaço ocupado pelos ventiladores são atendidas (equações (76-83)) (embora sem a necessidade de acionamento da rotina de simulação). Caso o trocador tentativa atenda às restrições, a variável binária y_{fan} assume o valor 0 e o algoritmo procede para o Laço 1, caso contrário a variável assume o valor 1 e um novo sorteio é realizado. Este laço tem como principal função definir a estimativa inicial do problema de forma aleatória, sem influência do usuário, mas que atenda pelo menos ao conjunto de restrições associado aos ventiladores.

No laço 1, chamado de laço de identificação de um ponto viável, o objetivo é identificar um trocador viável, cujo excesso de área seja igual ou maior do que o limite mínimo ($\hat{A}_{excmín}$) e que também atenda à restrição associada à dimensão do ventilador (y_{fan}). Nesta busca, no entanto, só são aceitos movimentos favoráveis, ou seja, o incumbente só é atualizado se as restrições relativas aos ventiladores são aceitas e se o excesso de área mínimo do candidato for maior do que o do incumbente.

Posteriormente, no Laço 2, denominado laço de minimização do custo, partindo da solução viável encontrada no Laço 1, a busca local é empregada com o objetivo de minimizar o custo total anualizado do projeto (TAC) que é a função objetivo. Neste momento, alternativas de trocadores que violem pelo menos uma das restrições do problema são imediatamente descartadas, isto é, o método fundamentalmente segue uma trajetória na qual apenas pontos viáveis são aceitos.

3.2.1.2 Critério de parada

O algoritmo é interrompido no laço de identificação de um ponto viável se um trocador viável é encontrado ($A_{exc} \geq \hat{A}_{exc\text{mín}}$) e no laço de minimização do custo quando um determinado número de movimentos realizados sem sucesso (N_{suc}) atinge o número limite estipulado ($N_{suc\text{máx}}$).

3.2.1.3 Estrutura geral do algoritmo

A estrutura geral do algoritmo é apresentada a seguir:

Laço 0: seleção do primeiro candidato

- Passo 0: Inicialização
 - i. Estabelecimento dos critérios de parada, $\hat{A}_{exc\text{mín}}$ e $N_{suc\text{máx}}$, dos Laços 1 e 2, respectivamente, definidos de forma arbitrária.
- Passo 1: Definição do primeiro candidato
 - i. Sortear um trocador de forma aleatória, X_0 , dentro do domínio das variáveis de projeto, representado por um vetor de posições.
- Passo 2: Aceitação do primeiro candidato
 - i. Calcular as restrições associadas ao espaço ocupado pelos ventiladores.
 - ii. Se as restrições acima são obedecidas, $y_{fan} = 0$. Se não, $y_{fan} = 1$.
 - iii. Se $y_{fan} = 0$, atualizar o incumbente $X_{inc} \leftarrow X_0$ e ir para o Laço 1. Se não, retornar ao passo 1.

Laço 1: identificação de um trocador viável

- Passo 0: Inicialização

- i. Definição do ponto inicial de busca, X_{inc} , que corresponde ao ponto final da busca do Laço 0.
 - ii. Acionamento da rotina de simulação a fim de determinar o valor da função objetivo correspondente, $FOBJ_{inc}$.
- Passo 1: Aplicação do critério de parada
 - i. Verificar se $A_{exc} \geq \hat{A}_{exc}^{mín}$. Se a resposta for positiva, seguir para o Laço de minimização do custo. Se for negativo, ir para o passo 2.
- Passo 2: Movimento
 - i. Partindo do incumbente, X_{inc} , aplica-se o movimento gerando um novo candidato, denominado X_{novo} .
- Passo 3: Aceitação do Movimento
 - i. Calcular as restrições associadas ao espaço ocupado pelos ventiladores.
 - ii. Se as restrições acima são obedecidas, $y_{fan} = 0$. Se não, $y_{fan} = 1$.
 - iii. Se $y_{fan} = 1$ retornar ao passo 1. Se $y_{fan} = 0$, acionar a rotina de simulação a fim de determinar valor da função objetivo correspondente, $FOBJ_{novo}$.
 - iv. Verificar se $A_{exc_novo} > A_{exc_inc}$. Se a resposta for negativa, retornar ao passo 1. Se for positiva, atualizar o incumbente $X_{inc} \leftarrow X_{novo}$ e $FOBJ_{inc} \leftarrow FOBJ_{novo}$.
- Passo 4: Retorno do Algoritmo
 - i. Retornar ao passo 1.

Laço 2: minimização do custo

- Passo 0: Inicialização
 - i. Definição do ponto inicial de busca, X_{inc} , que corresponde ao ponto final da busca do Laço 1.
 - ii. Inicializar o contador do número de movimentos sem sucesso: $N_{suc} = 0$.

- Passo 1: Aplicação do critério de parada
 - i. Verificar se $Nsuc < Nsuc_{máx}$. Se a resposta for positiva, ir para o passo 2. Se a resposta for negativa, finalizar o processo de otimização.

- Passo 2: Movimento
 - i. Partindo do incumbente, X_{inc} , aplica-se o movimento gerando um novo candidato, denominado X_{novo} .

- Passo 3: Aceitação do Movimento
 - i. Calcular as restrições associadas ao espaço ocupado pelos ventiladores.
 - ii. Se as restrições acima são obedecidas, $y_{fan} = 0$. Se não, $y_{fan} = 1$.
 - iii. Se $y_{fan} = 1$, atualizar o contador de movimentos sem sucesso $Nsuc \leftarrow Nsuc + 1$ e retornar ao passo 1. Se $y_{fan} = 0$, acionar a rotina de simulação a fim de determinar o valor da função objetivo correspondente, $FOBJ_{novo}$.
 - iv. Verificar se $A_{exc} \geq \hat{A}_{exc}^{mín}$. Se a resposta for negativa, atualizar o contador $Nsuc \leftarrow Nsuc + 1$ e retornar ao passo 1. Se for positiva, verificar se $A_{exc_novo} > A_{exc_inc}$. Caso a resposta seja positiva, atualizar o incumbente $X_{inc} \leftarrow X_{novo}$ e $FOBJ_{inc} \leftarrow FOBJ_{novo}$ e atualizar o contador $Nsuc \leftarrow 0$, se a resposta for negativa, atualizar o contador $Nsuc \leftarrow Nsuc + 1$ e ir para o passo 4.

- Passo 4: Retorno do Algoritmo
 - ii. Retornar ao passo 1.

3.2.2 Método da Função Penalidade

O Método da Função Penalidade consiste na transformação de um problema originalmente com restrições em um problema sem restrições.

Seja um problema de otimização cujo objetivo é minimizar a função $f(\underline{x})$:

$$\begin{cases} \min f(\underline{x}) \\ \underline{h}(\underline{x}) = \underline{0} \\ \underline{g}(\underline{x}) \leq \underline{0} \\ \underline{x} \in X \subset R^n \end{cases} \quad (82)$$

onde $f(\underline{x})$ é a função objetivo do problema, $f: R^n \rightarrow R$; \underline{x} é o vetor de variáveis, $n \times 1$; $\underline{h}(\underline{x})$ é o vetor de restrições de igualdade, $m \times 1$ e $\underline{g}(\underline{x})$ é vetor de restrições de desigualdade, $p \times 1$.

Aplicando o método da Função Penalidade, o problema original é convertido em um problema auxiliar do seguinte tipo:

$$\begin{cases} \min p(\underline{x}) = f(\underline{x}) + r\alpha(\underline{x}) \\ \underline{x} \in R^n \end{cases} \quad (83)$$

onde,

$$\alpha(\underline{x}) = \sum_{j=1}^m \varphi(h_j(\underline{x})) + \sum_{j=m+1}^{m+p} \gamma(g_j(\underline{x})) \quad (84)$$

$$\varphi(y) = \begin{cases} 0, & \text{se } y = 0 \\ > 0, & \text{se } y \neq 0 \end{cases} \quad (85)$$

$$\gamma(y) = \begin{cases} 0, & \text{se } y \leq 0 \\ > 0, & \text{se } y > 0 \end{cases} \quad (86)$$

A antiga função objetivo $f(\underline{x})$ é substituída por uma nova função objetivo $p(\underline{x})$ formada por dois termos. O 1º termo da equação (83) refere-se à antiga função objetivo e o 2º termo é composto por um parâmetro que calibra a intensidade das penalidades (r) e pela função penalizadora $\alpha(\underline{x})$, que nos casos desejáveis é atribuída valor zero e nos demais valor positivo. O 2º termo pode ser formado por um ou mais termos que aumentam o valor da função objetivo sempre que as funções, representadas aqui por $\varphi(y)$ e $\gamma(y)$, assumem valores não desejáveis.

3.2.2.1 Função Objetivo

Aplicando o método da Função Penalidade, a função objetivo utilizada no método anterior é alterada, conforme equação (88):

$$MIN \text{ } FOBJ \quad (87)$$

$$FOBJ = TAC + pExc + pDfan \quad (88)$$

O segundo termo $pExc$ é formado por uma parcela fixa ($\hat{c}Exc$) e outra variável ($DifExc$). A parcela fixa ($\hat{c}Exc$) corresponde ao peso que pondera a penalidade referente à violação do excesso de área mínimo e a variável ($DifExc$) corresponde à função penalidade. No cenário desejado, é atribuído o valor 0 à $pExc$, caso contrário, $pExc = DifExc \cdot \hat{c}Exc$, conforme equação (89):

$$pExc = \begin{cases} 0, & se \text{ } DifExc \leq 0 \\ DifExc \cdot \hat{c}Exc, & se \text{ } DifExc > 0 \end{cases} \quad (89)$$

onde:

$$DifExc = \hat{A}excmín - Aexc \quad (90)$$

O terceiro termo da equação (88), $pDfan$, consiste na função penalidade referente à dimensão do diâmetro dos ventiladores, caracterizada pelo valor da variável binária $yfan$. O valor de $pDfan$ é 0 para os casos desejados ($yfan = 0$) e para os casos não desejados assume o valor de $\hat{c}Dfan$, determinado de forma arbitrária, conforme equação (85).

$$pDfan = \begin{cases} 0, & se \text{ } yfan = 0 \\ \hat{c}Dfan, & se \text{ } yfan = 1 \end{cases} \quad (91)$$

3.2.2.2 Descrição do Movimento

A definição do movimento é a mesma descrita no método de Busca Local Simples na seção 3.2.1.

3.2.2.3 Descrição do Algoritmo

Neste método, além de não haver a presença de restrições explícitas, o algoritmo foi dividido em apenas dois laços:

- Laço 0: seleção do primeiro trocador candidato;
- Laço 1: minimização do custo.

O Laço 0 nesta abordagem cumpre o mesmo papel definido no método de busca local simples: definir a estimativa inicial do problema de forma aleatória, sem influência do usuário.

No Laço 1, chamado de laço de minimização do custo, partindo da estimativa inicial encontrada no Laço 0, o método da Função Penalidade é empregado com o objetivo de minimizar a função objetivo (seção 3.2.2.1). A diferença fundamental entre este método e o método de busca simples reside neste laço. No método da função penalidade, todos os trocadores sorteados são aceitos como candidatos e tem as suas respectivas funções objetivo calculadas, ao passo que, no método de busca, a função objetivo só era calculada se as restrições associadas ao diâmetro do ventilador fossem atendidas. O que determina portanto se o movimento é aceito é o próprio valor da função objetivo que assume valores maiores para casos não desejados e menores para os desejados. Ao comparar diferentes valores de função objetivo, o incumbente só é atualizado para valores menores de função objetivo. O método portanto aceita pontos não viáveis, mas que estejam em uma trajetória de redução da função objetivo.

3.2.2.4 Critério de parada

O algoritmo é interrompido no laço de minimização do custo quando um determinado número de movimentos realizados sem sucesso (N_{suc}) atinge o limite máximo estipulado ($N_{sucmáx}$).

3.2.2.5 Estrutura geral do algoritmo

A estrutura geral do algoritmo implementado no *Scilab* é apresentada a seguir:

Laço 0: seleção do primeiro candidato

- Passo 0: Inicialização
 - i. Estabelecimento dos critérios de parada, $N_{sucmáx}$, do Laço 1, definido de forma arbitrária.

- Passo 1: Definição do primeiro candidato
 - i. Sortear um trocador de forma aleatória, X_0 , dentro do domínio das variáveis de projeto, representado por um vetor de posições.

- Passo 2: Aceitação do primeiro candidato
 - i. Calcular as restrições associadas ao espaço ocupado pelos ventiladores.
 - ii. Se as restrições acima são obedecidas, $y_{fan} = 0$. Se não, $y_{fan} = 1$.
 - iii. Se $y_{fan} = 0$, atualizar o incumbente $X_{inc} \leftarrow X_0$ e ir para o Laço 1. Se $y_{fan} = 1$, retornar ao passo 1.

- Passo 3: Cálculo da Função Objetivo
 - i. Acionar a rotina de simulação a fim de determinar o valor da primeira parcela da função objetivo correspondente, TAC_{inc} .
 - ii. Calcular a penalidade $pExc$ com base no valor de $DifExc$:

$$pExc = \begin{cases} 0, & \text{se } DifExc \leq 0 \\ DifExc \cdot \hat{c}Exc, & \text{se } DifExc > 0 \end{cases}$$
 - iii. Calcular a penalidade $pDfan$ com base no valor de y_{fan} :

$$pDfan = \begin{cases} 0, & \text{se } y_{fan} = 0 \\ \hat{c}Dfan, & \text{se } y_{fan} = 1 \end{cases}$$
 - iv. Calcular a função objetivo $FOBJ_{inc}$.

Laço 1: minimização de custo

- Passo 0: Inicialização
 - i. Definição do ponto inicial de busca, X_{inc} , que corresponde ao ponto final da busca do Laço 0.
 - ii. Inicializar o contador do número de movimentos sem sucesso: $N_{suc} = 0$.

- Passo 1: Aplicação do critério de parada
 - i. Verificar se $N_{suc} < N_{sucm\acute{a}x}$. Se a resposta for positiva, ir para o passo 2. Se a resposta for negativa, finalizar o processo de otimização.

- Passo 2: Movimento
 - i. Partindo do incumbente, X_{inc} , aplica-se o movimento gerando um novo candidato, denominado X_{novo} .

- Passo 2: Cálculo da Função Objetivo
 - i. Acionar a rotina de simulação a fim de determinar o valor da primeira parcela da função objetivo correspondente, TAC_{novo} .
 - ii. Calcular as restrições associadas ao espaço ocupado pelos ventiladores.
 - iii. Se as restrições acima são obedecidas, $y_{fan} = 0$. Se não, $y_{fan} = 1$.
 - iv. Calcular a penalidade $pExc$ com base no valor de $DifExc$:

$$pExc = \begin{cases} 0, & \text{se } DifExc \leq 0 \\ DifExc \cdot \hat{c}Exc, & \text{se } DifExc > 0 \end{cases}$$
 - v. Calcular a penalidade $pDfan$ com base no valor de $yfan$:

$$pDfan = \begin{cases} 0, & \text{se } yfan = 0 \\ \hat{c}Dfan, & \text{se } yfan = 1 \end{cases}$$
 - vi. Calcular a função objetivo $FOBJ_{novo}$.

- Passo 3: Aceitação do Movimento
 - i. Verificar se $FOBJ_{novo} > FOBJ_{inc}$. Caso a resposta seja positiva, atualizar o incumbente $X_{inc} \leftarrow X_{novo}$ e $FOBJ_{inc} \leftarrow FOBJ_{novo}$ e atualizar o contador $N_{suc} \leftarrow 0$.
 - ii. Se for negativa, atualizar o contador $N_{suc} \leftarrow N_{suc} + 1$ e ir para o passo 4.

- Passo 4: Retorno do Algoritmo
 - i. Retornar ao passo 1.

3.2.3 Algoritmos Genéticos

Os Algoritmos Genéticos (*Genetic Algorithms*, GA) constituem uma técnica de busca e otimização inspirada no princípio Darwiniano da evolução das espécies e na genética. Consistem em algoritmos probabilísticos, com caráter estocástico, que fornecem um mecanismo de busca paralela e adaptativa que se sustenta no princípio de sobrevivência dos mais aptos e na reprodução (PACHECO, 1999).

Por se tratarem de técnicas probabilísticas e não determinísticas, um GA com uma mesma população inicial e um mesmo pacote de parâmetros pode apresentar diferentes soluções a cada vez que o algoritmo é acionado.

Apesar dos Algoritmos Genéticos apresentarem características mais gerais e abstratas quando comparados a outros métodos de otimização principalmente os de caráter determinístico e nem sempre fornecerem a solução ideal, são considerados flexíveis e aplicáveis a uma variedade de problemas complexos (ASLLANI & LARI, 2007).

A principal vantagem apontada por Goldberg (1989), além da robustez, é o equilíbrio entre a eficiência e a eficácia que o método fornece em um variado número de aplicações.

As principais diferenças dos algoritmos genéticos comparado aos algoritmos tradicionais são as seguintes (GOLDBERG, 1989):

- A solução não consiste em apenas um ponto, mas sim em uma população de solução;
- Não requerem nenhum conhecimento derivado ou auxiliar do problema, apenas de uma forma de avaliação do resultado;
- Utilizam regras de transições probabilísticas e não regras determinísticas;
- Trabalham com uma codificação própria do conjunto de parâmetros e não com os parâmetros de otimização em si;

Estas razões justificam porque o Algoritmo Genético foi a alternativa selecionada na presente dissertação para solução do problema de projeto ótimo de *air coolers*.

3.2.3.1 Descrição do Método

Em função da sua inspiração na genética e na teoria da evolução das espécies, Algoritmos Genéticos utilizam uma terminologia muito próxima da Biologia. Segue abaixo os principais termos utilizados, de acordo com Pacheco (1999) e Linden (2008):

- Cromossomo: também chamado de indivíduo. É uma estrutura de dados que representa uma das possíveis soluções do espaço de busca do problema;
- Gene: característica do problema que compõe o cromossomo;
- Alelo: valor da característica (do gene);
- *Locus*: posição do gene no cromossomo;
- Genótipo: estrutura do cromossomo;
- Fenótipo: conjunto de parâmetros submetido ao problema;
- População: conjunto de cromossomos que interagem entre si;
- Geração: ciclo ou iteração do algoritmo;

A representação de cada alternativa de trocador de calor corresponde a um cromossomo equivalente ao vetor de variáveis, onde cada posição traduz a seleção de determinada variável, tal como descrito na seção 3.1.2 relativa à formulação do problema. Um exemplo de representação do cromossomo é apresentado na Figura 9.

Figura 9 - Representação de um cromossomo que corresponde ao vetor de posição das variáveis.

5	5	2	5	1	2	2	4	2
---	---	---	---	---	---	---	---	---

Fonte: O autor, 2018.

O algoritmo começa com uma população inicial formada a partir de indivíduos aleatoriamente criados. As populações passam então por um ciclo de evolução que engloba os seguintes operadores genéticos: seleção, recombinação sexual (crossover) e mutação.

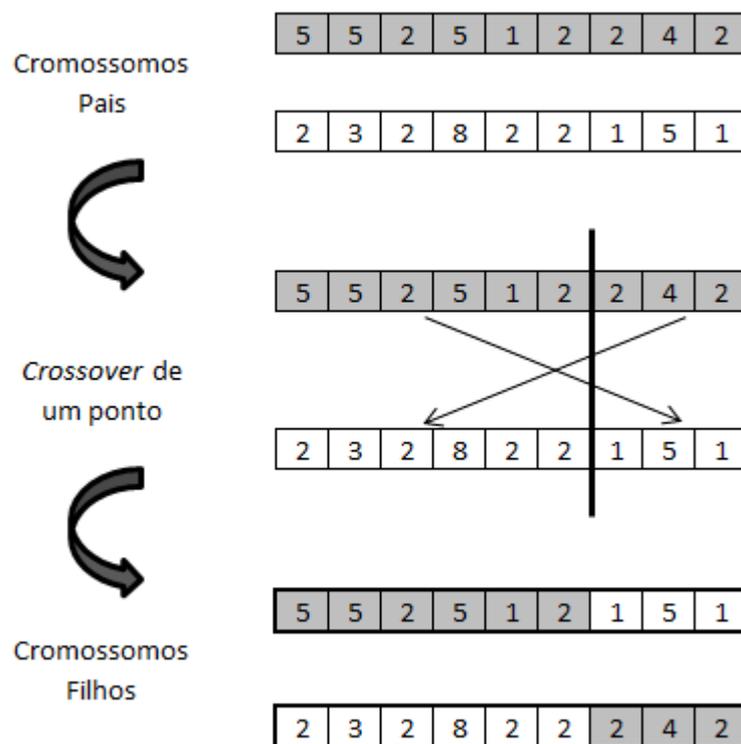
Os operadores utilizam a função aptidão a fim de mensurar a qualidade/aptidão de cada cromossomo. A função aptidão é obtida através da função objetivo e caracteriza a aptidão de cada indivíduo como solução do problema. A cada geração a função aptidão é calculada para cada novo indivíduo da população.

No operador seleção, baseado no princípio da seleção natural, os cromossomos que têm melhor valor de função aptidão têm mais chances de serem selecionados para se reproduzir. No entanto, aqueles menos aptos não necessariamente são ignorados, eles podem se reproduzir, pois mesmo indivíduos de péssima aptidão podem ter características favoráveis

à geração de um novo indivíduo, e que talvez não existam em nenhum outro cromossomo da população. Se apenas os melhores indivíduos se reproduzirem, a tendência é de uma população cada vez mais semelhante, dificultando que evolução (LINDEN, 2008).

No operador *crossover*, considerado a característica fundamental dos algoritmos genéticos, os pares de cromossomos selecionados no operador anterior são recombinados gerando novos indivíduos diferentes dos “pais”, mas com características genéticas de ambos (SONAWANE & RAGHA, 2014). Este operador pode ser: de um ponto, de dois pontos, multi-pontos ou uniforme. No presente trabalho, utilizou-se o *crossover* de um ponto no qual um ponto de cruzamento é selecionado como ponto de corte nos pais e, a partir deste ponto, as informações genéticas destes serão trocadas. A Figura 10 ilustra um exemplo de *crossover* de um ponto.

Figura 10 - Exemplo esquemático de *crossover* de um ponto.



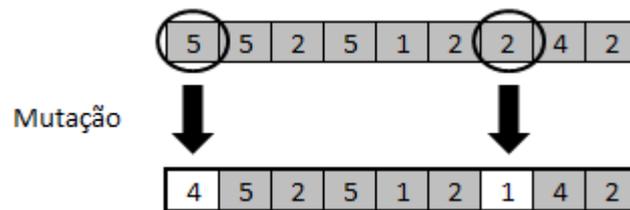
Fonte: O Autor, 2018.

A mutação visa garantir a diversidade da população através da mudança aleatória de um ou mais genes dentro de indivíduos e, assim como ocorre na natureza, tem uma frequência menor que a recombinação (fruto do *crossover*) (LINDEN, 2008). Com estes novos valores de genes, o algoritmo genético pode encontrar uma melhor solução (SONAWANE & RAGHA,

2014). Linden (2008) endossa que, por mais que a probabilidade de mutação seja um parâmetro pré-definido, conceitualmente essa probabilidade deve ser baixa. Caso contrário, o algoritmo assumirá uma trajetória totalmente randômica, ou seja, a solução será determinada aleatoriamente, sem considerar as informações atuais ou passadas. A de mutação de dois genes.

Figura 11 ilustra um exemplo de mutação de dois genes.

Figura 11 - Exemplo esquemático de mutação de dois genes.



Fonte: O Autor, 2018.

Há ainda o elitismo que pode ser usado durante o operador de seleção. O elitismo garante que os melhores indivíduos não desapareçam da população no decorrer das gerações (GONÇALVES, 2013). Ele consiste em reintroduzir o melhor indivíduo de uma geração para outra, evitando a perda de características importantes de cromossomos de alta aptidão durante o processo de seleção e reprodução.

3.2.3.2 Função Aptidão

Neste trabalho, a função aptidão (*FAP*) foi calculada como o inverso da função objetivo, conforme equação (92).

$$FAP = \frac{1}{FOBJ} \quad (92)$$

onde,

$$FOBJ = TAC + pExc + pDfan \quad (93)$$

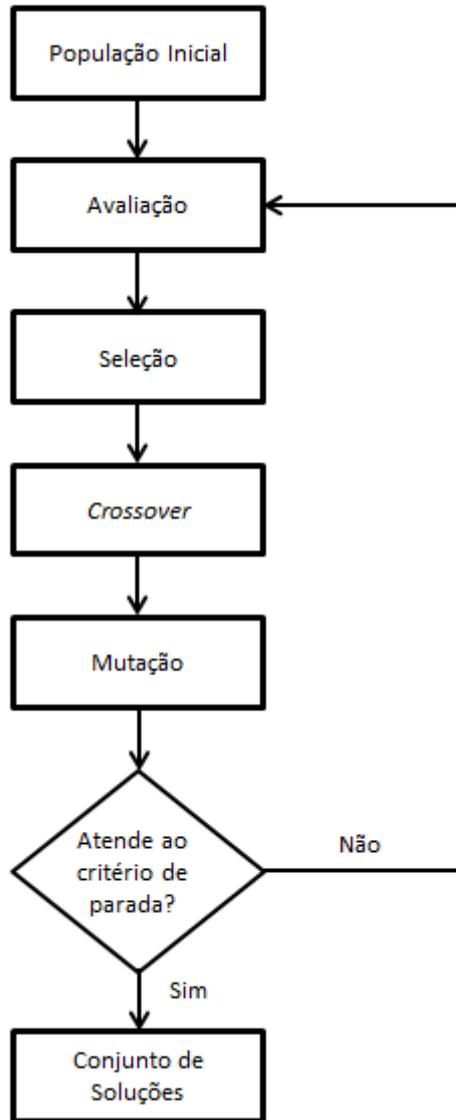
3.2.3.3 Critério de parada

Neste trabalho, foi utilizado como critério de parada do Algoritmo Genético o número total de gerações investigadas. Uma outra possibilidade (porém não explorada aqui) seria o número máximo de gerações investigadas sem melhoria.

3.2.3.4 Estrutura geral do algoritmo

A partir de uma população inicial, é avaliada a função aptidão de cada cromossomo. Uma nova população é gerada através dos operadores genéticos: seleção, *crossover* e mutação. A cada geração, a aptidão de cada solução (cromossomo) na população é avaliada, de forma que alguns indivíduos são selecionados para a próxima geração, sendo recombinados ou mutados para formar uma nova população mais apta. Caso o critério de parada não seja atendido, retorna a gerar uma nova população e, caso seja atendido, o algoritmo é finalizado.

Figura 12 - Estrutura típica de Algoritmo Genético



Fonte: O Autor, 2018.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Exemplo Investigado

A análise do desempenho dos três algoritmos propostos no Capítulo 3 será baseada no problema previamente descrito em Serth (2007) e, também para fins de comparação, trabalhado em Souza (2017). Serth (2007) apresenta uma solução para este problema baseada em um procedimento de tentativa-e-erro e Souza (2017) utiliza um método de programação linear inteira mista (MILP) capaz de identificar o ótimo global. O problema consiste em resfriar uma corrente quente de hidrocarboneto, alocada no lado dos tubos através de uma corrente de ar. A vazão e as temperaturas de entrada e saída do fluido quente e do ar são consideradas conhecidas. A Tabela 6 e Tabela 7 apresenta os dados do projeto previamente definidos, incluindo parâmetros como excesso de área mínimo ($\hat{A}_{excmín}$) e fração mínima de cobertura dos ventiladores ($\lim PAfan$).

Tabela 6 – Dados referentes às correntes do projeto.

	Lado dos tubos		Lado do ar	
Vazão mássica (kg/s)	31,5		-	
Temperatura de entrada (°C)	121,15		35,05	
Temperatura de saída (°C)	65,65		65,65	
Fator de sujeira (m ² K/W)	0,00017611		0	
Queda de pressão permitida (Pa)	105000		-	
Faixa de velocidade (m/s)	1	3	-	-
Faixa de Reynolds	10000	-	1800	10 ⁵

Tabela 7 – Parâmetros do projeto.

Parâmetro	Definição	Valor
$\hat{A}_{excmín}$	Excesso de área mínimo	10%
lim PA_{fan}	Fração mínima de cobertura	40%
$\hat{\delta}_t$	espessura dos tubos (m)	0,002413
$\hat{\alpha}_t$	espaçamento mínimo entre aletas de tubos adjacentes (m)	0,003175
\hat{f}_d	distância mínima entre o ventilador e a largura da baia (m)	0,1524
\hat{f}_l	distância mínima entre o ventilador e o comprimento da baia (m)	0,1524
\hat{k}_f	condutividade térmica das aletas (W/m K)	237,97
\hat{k}_t	condutividade térmica dos tubos (W/m K)	44,998
$\hat{\eta}_{fan}$	eficiência do ventilador	70%
$\hat{\eta}_{motor}$	eficiência do motor	100%
$\hat{\eta}_{sr}$	eficiência do redutor de velocidade	95%

A Tabela 8 apresenta as propriedades físicas da corrente quente consideradas constantes e já pré-definidas.

Tabela 8 - Propriedades físicas da corrente quente.

Propriedade	Definição	Valor
$\hat{\rho}_c$	Massa específica (kg/m ³)	799,936
\hat{C}_{pc}	Capacidade térmica (J/(kg·K))	2303,2
$\hat{\mu}_c$	Viscosidade (Pa·s)	5,00207·10 ⁻⁴
\hat{k}_c	Condutividade térmica (W/(m·K))	0,141918

As propriedades físicas do ar – $\hat{\rho}_c$, $\hat{\mu}_c$, \hat{C}_{pc} e \hat{k}_c – são consideradas constantes e calculadas a partir da média entre as temperaturas de entrada e saída no *air cooler* (\hat{T}_{cm}), conforme equação (94). As correlações (95) - (98) foram obtidas a partir dos resultados disponíveis em Serth (2007) e apresentadas em Souza (2017).

$$\hat{T}_{cm} [^{\circ}C] = \frac{\hat{T}_{co} + \hat{T}_{ci}}{2} \quad (94)$$

$$\hat{\rho}_c [kg/m^3] = 1,4107 \cdot 10^{-11} \hat{T}_{cm}^4 - 2,1124 \cdot 10^{-8} \hat{T}_{cm}^3 + 1,2845 \cdot 10^{-5} \hat{T}_{cm}^2 - 4,5851 \cdot 10^{-3} \hat{T} + 12942 \quad (95)$$

$$\hat{\mu}_c [Pa.s] = 3.7778 \cdot 10^{-8} \hat{T}_{cm} + 1.7887 \cdot 10^{-5} \quad (96)$$

$$\hat{C}_{pc} [J/kg.K] = -3.6649 \cdot 10^{-7} \hat{T}_{cm}^3 + 4.8370 \cdot 10^{-4} \hat{T}_{cm}^2 + 1.77 \cdot 10^{-2} \hat{T}_{cm} + 1008.9 \quad (97)$$

$$\hat{k}_c [W/m.K] = -2.7221 \cdot 10^{-8} \hat{T}_{cm}^2 + 7.8051 \cdot 10^{-5} \hat{T}_{cm} + 2.4134 \cdot 10^{-2} \quad (98)$$

Por último, os parâmetros necessários para a modelagem econômica são apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 - Parâmetros referentes ao modelo econômico.

Parâmetro	Valor
Tempo de vida do projeto - \hat{y} (ano)	10
Taxa de juros - \hat{i}	0,15
Tempo de operação da planta - \hat{h}_{op} (h/ano)	7920
Preço médio da energia elétrica industrial - \hat{C}_{en} (US\$/kWh)	0,10571

Para cada variável de projeto definida na seção 3.1, Souza (2017) definiu um conjunto de valores possíveis a serem explorados durante a busca, estabelecendo-se assim o domínio do problema de otimização, conforme apresentado na Tabela 10, Tabela 11 e Tabela 12. Para fins de comparação, o presente trabalho adotou o mesmo espaço de busca.

Tabela 10 - Domínio das variáveis mecânicas do trocador

Variável	Domínio
Número de baias	1; 2
Número de feixes por baia	1; 2; 3
Número de ventiladores por baia	1; 2
Número de tubos por fila	35; 38; 41; 44; 47; 50; 53; 56
Razão de passo	2; 2,5
Diâmetro dos ventiladores (m)	1,2; 2,2; 3,2; 4,2; 5,2
Comprimento dos tubos (m)	4,572; 6,096; 7,315; 9,114; 10,973

Tabela 11 - Configurações possíveis do número de passes x número de filas.

Número de passes nos tubos	Número de filas
1	4
1	5
1	6
3	3
4	4
5	5
6	6
2	4

Tabela 12 - Domínio das características dos tubos aletados.

Diâmetro externo (m)	Espessura das aletas (m)	Altura das aletas (m)	Número de aletas/ unidade de comprimento do tubo (1/m)
0,0254	0,000381	0,00635	275
0,0254	0,000381	0,00635	393
0,0254	0,000381	0,009525	275
0,0254	0,000381	0,009525	393
0,0254	0,000330	0,015875	393

A Tabela 13 apresenta os resultados das variáveis de projeto encontradas por Serth (2007) e Souza (2017), com destaque em **negrito** para as variáveis que possuem valores diferentes entre as duas soluções.

Tabela 13 - Variáveis de projeto encontradas pelas referências reportadas.

Variável	Serth (2007)	Souza (2017)
Número de baias	1	2
Número de feixes por baia	1	1
Número de ventiladores por baia	2	2
Número de tubos por fila	56	56
Razão de passo	2,5	2,5
Diâmetro dos ventiladores (m)	3,2	3,2
Comprimento dos tubos (m)	10,973	10,973
Diâmetro externo dos tubos (m)	0,0254	0,0254
Altura das aletas (m)	0,015875	0,015875
Número de aletas/unidade de comprimento (1/m)	393	393
Espessura das aletas (m)	0,000330	0,000330
Número de filas	4	3
Número de passes nos tubos	4	3

Fonte: O autor, 2018, baseado em Souza (2017).

É importante notar que, das 13 variáveis de projeto, apenas 3 diferem entre os dois trocadores: número de baias, de filas e de passes nos tubos. No entanto, vale ressaltar que com apenas 3 modificações, o trocador apresentado por Souza (2017) apresenta valor de função objetivo, representado pelo custo total anualizado, *TAC* (\$/ano), quase 20% menor do que o trocador de Serth (2007), conforme Tabela 14.

Tabela 14 - Resultados da função objetivo, *TAC* (\$/ano) e dos custos que a compõem.

Variável	Serth (2007)	Souza (2017)	Variação Souza (2017) vs Serth (2007)
Custo de investimento (\$/ano)	16317	23553	44,3%
Custo de manutenção (\$/ano)	1092	1499	37,3%
Custo operacional (\$/ano)	19422	4759	-75,5%
<i>TAC</i> (\$/ano)	36830	29811	-19,1%

Fonte: O autor, 2018, baseado em Souza (2017).

Esse resultado se deve às diferenças de abordagens utilizadas nas duas referências. Enquanto Serth (2007) utiliza um método iterativo até encontrar um trocador viável (por viável, lê-se excesso de área $\geq 10\%$), Souza (2017) utiliza um método determinístico, a

programação matemática, que tem como característica encontrar a otimalidade global e, por essa razão, apresenta uma solução com o custo total anualizado inferior.

4.2 Métodos Propostos

São apresentados aqui a resolução do problema de otimização através dos métodos de busca local e do método da função penalidade, assim como o Algoritmo Genético, foco deste trabalho. A ideia da comparação entre estes dois métodos convencionais com o Algoritmo Genético é corroborar o fato, observado por Passos (2015), que o problema de projeto ótimo de *air coolers* possui uma série de ótimos locais de diferentes qualidades e, que por esta razão, demandam a utilização de métodos de otimização global.

Tentativas de hibridização entre o Algoritmo Genético e o método de busca local simples, baseadas no acionamento do segundo após o término do primeiro, não se mostraram eficientes.

4.1.1 Busca Local Simples

Em virtude da sua natureza estocástica, a análise é baseada em uma amostra de 100 corridas diferentes, de forma que o desempenho do método é medido pela média do número de simulações necessárias e pelo valor médio da função objetivo correspondente. A Tabela 15 apresenta o desempenho da busca local simples adotando como critério de parada 10 movimentos sem sucesso (*Nsuc*). Esta tabela registra o valor da função objetivo e o tempo de processamento. De acordo com a estrutura do método em laços acoplados, onde um dos laços visa garantir a viabilidade, todas as corridas resultaram em trocadores viáveis.

Tabela 15 - Resultados com critério de parada, *Nsuc*, igual a 10

<i>TAC</i> médio (\$/ano)	Média de simulações
45701	16,23

Este critério gerou um valor de função objetivo 24% superior à solução encontrada por Serth (2007) e 53% superior ao valor de Souza (2017).

Uma potencial tentativa de melhoria dos resultados da função objetivo implica restringir o critério de parada, de forma a aumentar o esforço computacional. Nesse sentido, foram gerados mais dois cenários restringindo o critério, primeiramente, para 100 e depois para 1000. A Tabela 16 mostra os resultados obtidos e a comparação percentual com os primeiros resultados apresentados na Tabela 15.

Tabela 16 - Resultados Busca Local Simples para N_{suc} igual a 10, 100 e 1000.

Variável	Movimentos sem sucesso (N_{suc})			Variação versus $N_{suc} = 10$	
	10	100	1000	100	1000
TAC médio (\$/ano)	45701	43343	43897	-5%	-4%
Média de simulações	16,2	71,2	527,8	339%	3152%

Constata-se que, ao restringir o critério de parada para 100 movimentos sem melhoria, ocorre diminuição de cerca de 5% na *função objetivo* comparado ao resultado inicial. No entanto, esse ganho é relativamente pequeno quando se compara ao crescimento do esforço computacional necessário, que chega a ser maior 4,4 vezes maior. Essa situação se torna ainda mais evidente ao aumentar o número de movimentos sem melhoria para 1000, onde o ganho na função objetivo é praticamente o mesmo do cenário com 100, porém, o esforço computacional é mais de 30 vezes superior ao primeiro valor de função objetivo. Ou seja, aumentar o esforço computacional através da restrição do critério de parada não melhorou significativamente o valor da função objetivo, indicando que mesmo no critério de parada inicial o método já atinge um ótimo local.

4.1.2 Função Penalidade

Análogo à Busca Local Simples, no método Função Penalidade, que também tem característica estocástica, o desempenho foi medido baseado na média de simulações e a função objetivo obtidos a partir de 100 corridas. Adicionalmente, são reportados o percentual de corridas com resultado viável. O número de movimentos sem sucesso, N_{suc} , também foi variado. Os valores de $\hat{c}Exc$ e $\hat{c}Dfan$ que ponderam a penalidade referente à violação do

excesso de área mínimo e à dimensão do diâmetro dos ventiladores, respectivamente, foram mantidos constantes, como mostra a Tabela 17.

Tabela 17 - Resultados Função Penalidade para Nsuc igual a 10, 100 e 1000.

Variável	Movimentos sem sucesso (Nsuc)			Variação versus Nsuc = 10	
	10	100	1000	100	1000
TAC (\$/ano)	46131	43704	45078	-5%	-2%
Média de simulações*	22,2	146,8	154,5	561%	596%
Percentual de corridas com resultado viável	66%	100%	100%	-	-
$\hat{c}Exc$	10^4	10^4	10^4	-	-
$\hat{c}Dfan$	4×10^6	4×10^6	4×10^6	-	-

*Média do número de simulações refere-se somente às corridas que obtiveram como solução um trocador viável.

É importante observar que no critério de parada menos restritivo, aproximadamente 1/3 das corridas não garantiu trocadores viáveis, problema este eliminado com o aumento do esforço computacional, entretanto sem trazer melhorias significativas na função objetivo à medida que o esforço computacional aumenta.

Em termos comparativos com o método de busca local simples, apesar do método da função penalidade acoplar as etapas de identificação de um ponto viável simultaneamente à otimização em apenas um laço, o resultado do ponto de vista do esforço computacional não se mostrou mais eficiente.

4.1.3 Algoritmos Genéticos

O Algoritmo Genético discutido nessa dissertação na seção 3.2.3 foi aplicado considerando uma amostra de 10 corridas associadas aos parâmetros presentes na Tabela 19, contemplando um total de 2000 simulações por corrida.

Tabela 18 – Parâmetros do Algoritmo Genético

Variável	Valor
Número de corridas	10
Tamanho da população inicial	10
Número de gerações	200

Número máximo de gerações investigadas sem melhoria	1000
Probabilidade de <i>crossover</i>	0,9
Probabilidade de mutação	0,1
Elitismo	Sim

Os valores que ponderam a penalidade referente à violação do excesso de área mínimo e à dimensão do diâmetro dos ventiladores ($\hat{c}Exc$ e $\hat{c}Dfan$, respectivamente) foram os mesmos adotados no método da Função Penalidade na seção 4.1.2.

Os resultados obtidos, a comparação com os demais métodos e com a literatura estão disponíveis na Tabela 19.

Tabela 19 - Resultados Algoritmo Genético e comparação versus outros métodos e literatura.

Variável	Algoritmo Genético	Função Penalidade ¹	Busca Simples ²	Serth (2007)	Souza (2017)
Função objetivo (\$/ano)	35753	43704	45701	36830	29811
<i>FOBJ GA</i> versus <i>FOBJ</i>	-	-18%	-22%	-3%	20%

¹Na Função Penalidade, o valor de *FOBJ* selecionado corresponde ao cenário $Nsuc = 100$.

²Para a Busca Local Simples, o cenário escolhido foi $Nsuc = 10$.

Comparando com os métodos de busca local e o método de função penalidade, observa-se que o algoritmo genético alcançou um resultado nitidamente melhor, o que indica a presença no problema de projeto ótimo de múltiplos ótimos locais, sendo alguns destes de qualidade inferior. Este fato ressalta a necessidade da utilização de métodos de otimização global tal como realizado na presente dissertação.

A comparação com a literatura indica que os algoritmos genéticos alcançaram resultados levemente melhores que aqueles resultados via interferência humana registrado em Serth (2007) e 20% mais caros que o ótimo global tal como registrado por Souza (2017).

4.1.4 Comparação entre Soluções

A fim de fazer uma comparação mais detalhada com a solução de Serth (2007) e de Souza (2017), foi selecionado o melhor trocador encontrado pelo Algoritmo Genético, cujas variáveis de projeto são apresentadas na Tabela 20, juntamente com os trocadores solução de Serth (2007) e Souza (2017). Este trocador corresponde a um custo total anualizado de 32761

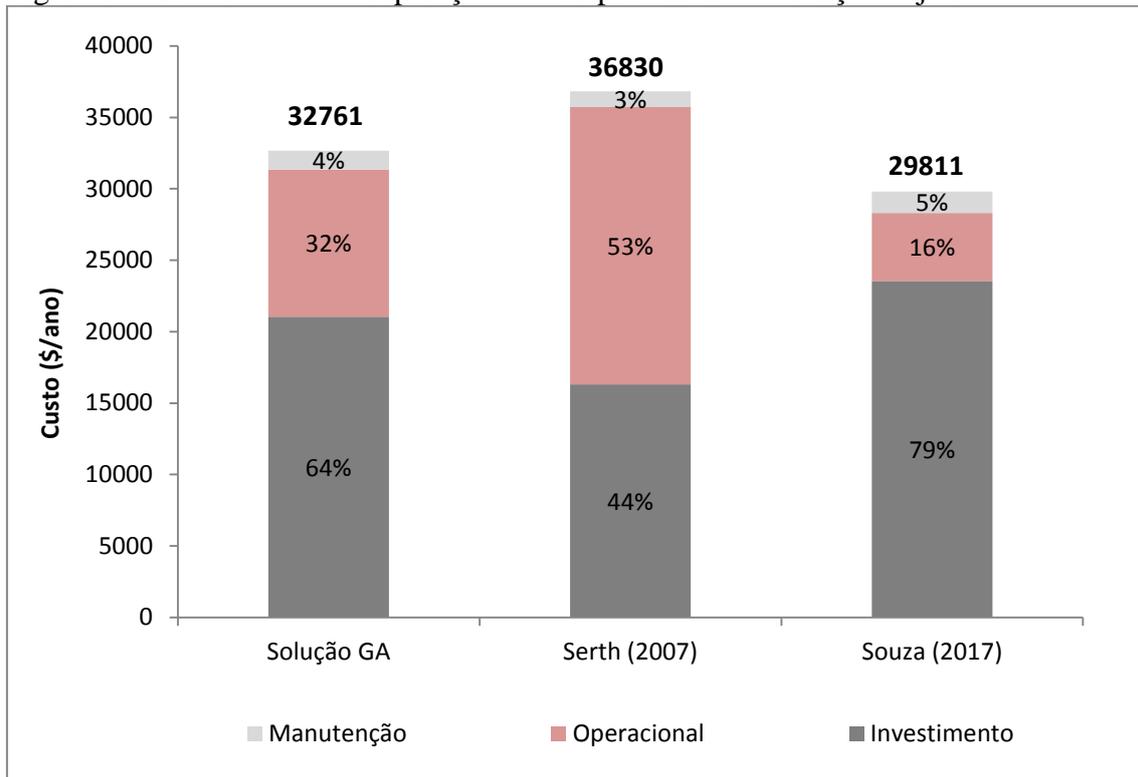
\$/ano, valor este aproximadamente 10% superior ao ótimo global registrado por Souza (2017).

Tabela 20 - Resultados – Comparação das variáveis de projeto

Variável	Solução GA	Serth (2007)	Souza (2017)
Número de baias	1	1	2
Número de feixes por baia	2	1	1
Número de ventiladores por baia	2	2	2
Número de tubos por fila	38	56	56
Número de passes nos tubos	4	4	3
Número de filas	4	4	3
Razão de passo	2,5	2,5	2,5
Diâmetro dos ventiladores (m)	4,2	3,2	3,2
Comprimento dos tubos (m)	10,973	10,973	10,973
Diâmetro externo dos tubos (m)	0,0254	0,0254	0,0254
Altura das aletas (m)	0,015875	0,015875	0,015875
Número de aletas por comprimento (1/m)	393	393	393
Espessura das aletas (m)	0,00033	0,00033	0,00033

A Figura 13 ilustra um comparativo do valor do custo total anualizado (destacado em negrito) e a representatividade de cada parcela que o compõe: custo de investimento (C_{inv}), custo de manutenção (C_{mai}) e custo operacional (C_{op}).

Figura 13 - Resultados – Comparação do comportamento da função objetivo



Fonte: O Autor, 2018

Comparando as soluções da literatura, é possível observar que o trocador encontrado por Souza (2017) privilegia o investimento em relação ao custo operacional, enquanto a solução encontrada por Serth está associada a uma distribuição mais uniforme. Neste contexto, a solução via Algoritmo Genético está em um patamar intermediário.

A Tabela 21 apresenta a comparação entre as principais variáveis termofluidodinâmicas das três soluções e ajuda a explicar as causas das diferenças de custos supracitadas.

Tabela 21 - Resultados – Comparação das variáveis termofluidodinâmicas

Variável	Solução GA	Serth (2007)	Souza (2017)
Área (m ²)	5707	4181	6307
Excesso de Área (%)	28%	11%	12%
Velocidade no lado do ar (m/s)	4,18	5,70	2,80
Coef. de convecção do ar (W/m ² K)	43,41	51,78	34,46
Coef. de convecção nos tubos (W/m ² K)	1869	2385	1370
Coef. global de transferência (W/m ² K)	21,52	25,27	17,35
ΔP total no lado do ar (Pa)	65,60	122,1	30,28
ΔP nos tubos (kPa)	58,3	100,0	21,9
Potência por ventilador (kW)	6,157	11,56	1,421

Observa-se que o trocador resultante do Algoritmo Genético tem uma área 36% maior do que o trocador de Serth (2007), justificando o maior custo em investimento. Esse incremento na área se deve ao fato de ambos os coeficientes de convecção e, por consequência, também o coeficiente o global do trocador via GA serem inferiores aos valores de Serth (2007). Já a redução no custo operacional é justificada pela potência por ventilador e, por consequência, a potência total (já que ambos os trocadores tem o mesmo número de ventiladores), que é quase 50% inferior comparado à potência do trocador de Serth (2007). Uma vez que a redução no custo operacional (\$ 9112) é praticamente o dobro do incremento no custo de investimento (\$ 4728), a penalização no custo de investimento é mais do que compensada pela queda no custo operacional e, por esse motivo, o custo total anualizado é menor.

A solução proposta por Souza (2017) alcança valores de custo total anualizado menores seguindo a mesma tendência quando comparada com a presente solução, ou seja, o trocador associado ao ótimo global possui um menor consumo de potência, visto que a perda de carga é menor, porém a menor velocidade associada penaliza a área de troca térmica. Somados os dois efeitos na função objetivo, a solução proposta por Souza (2017) torna-se mais barata.

Um aspecto a ser considerado em relação à proposta de solução via algoritmos genéticos neste trabalho corresponde a não inclusão de uma restrição hidráulica associada ao escoamento da corrente quente no interior dos tubos, porém a análise dos resultados aqui

apresentados não é invalidada, pois a solução ótima encontrada respeita a restrição original (limite de queda de pressão de 100 kPa).

4.3 Inclusão da Temperatura como Variável de Otimização

O problema original de otimização considerou a temperatura e, conseqüentemente, a vazão de ar, parâmetros constantes a serem definidos previamente à otimização. Entretanto, estes podem ser incluídos na otimização de forma a aumentar o espaço de busca e assim obter soluções associadas a redução de custos adicionais.

Com este objetivo, o Algoritmo Genético proposto foi aplicado considerando uma variável adicional associada à temperatura de saída do ar, de acordo com o domínio apresentado na Tabela 22. É importante observar que a metodologia proposta por Souza (2017) não pode ser aplicada considerando esta variável adicional, visto que esta torna a formulação do problema via programação matemática mais complexa.

Tabela 22 – Valores investigados da temperatura de saída do ar na otimização

Domínio da temperatura de saída do ar (°C)
45,65
50,65
55,65
60,65
65,65
70,65
75,65
80,65
85,65
90,65
95,65
100,65

A aplicação do Algoritmo Genético para este problema envolveu os mesmos parâmetros do problema anterior tal como apresentado na Tabela 18, porém devido à ampliação do espaço de busca, foi necessário um maior esforço computacional, desta forma, o

número de indivíduos na população subiu para 20 e o número de gerações para 500, de forma que o número total de simulações realizadas foi de 10000.

A comparação entre o desempenho da solução obtida neste problema e no problema anterior onde a temperatura de saída é um parâmetro fixo é apresentada na Tabela 23, considerando-se o valor médio de uma amostra de 10 corridas.

Tabela 23 – Comparação dos resultados obtidos via Algoritmo Genético para o problema original e o problema ampliado acomodando a temperatura de saída do ar como variável.

Variável	Problema original	Problema ampliado
Função objetivo (\$/ano)	35753	31566
Variação da <i>FOBJ</i>	-	-12%

Os resultados registrados na Tabela 23 mostram que a inclusão de um grau de liberdade a mais referente à temperatura de saída do ar permitiu alcançar uma redução de 12% no custo total anualizado em termos do valor médio da função objetivo na amostra considerada.

A comparação da solução obtida neste caso com aquele obtido no problema original foi baseada na melhor solução encontrada na amostra possuindo função objetivo equivalente a 29111 \$/ano, valor este inclusive inferior ao ótimo global do problema original. Vale ressaltar que esse valor foi encontrado em três corridas, ou seja, 30% do número de corridas totais. As Tabela 24 e Tabela 25 apresentam as características dos trocadores e o desempenho termofluidodinâmico considerando a solução do problema original e o problema com a inserção da temperatura como variável. A distribuição da função objetivo é ilustrada na Figura 11.

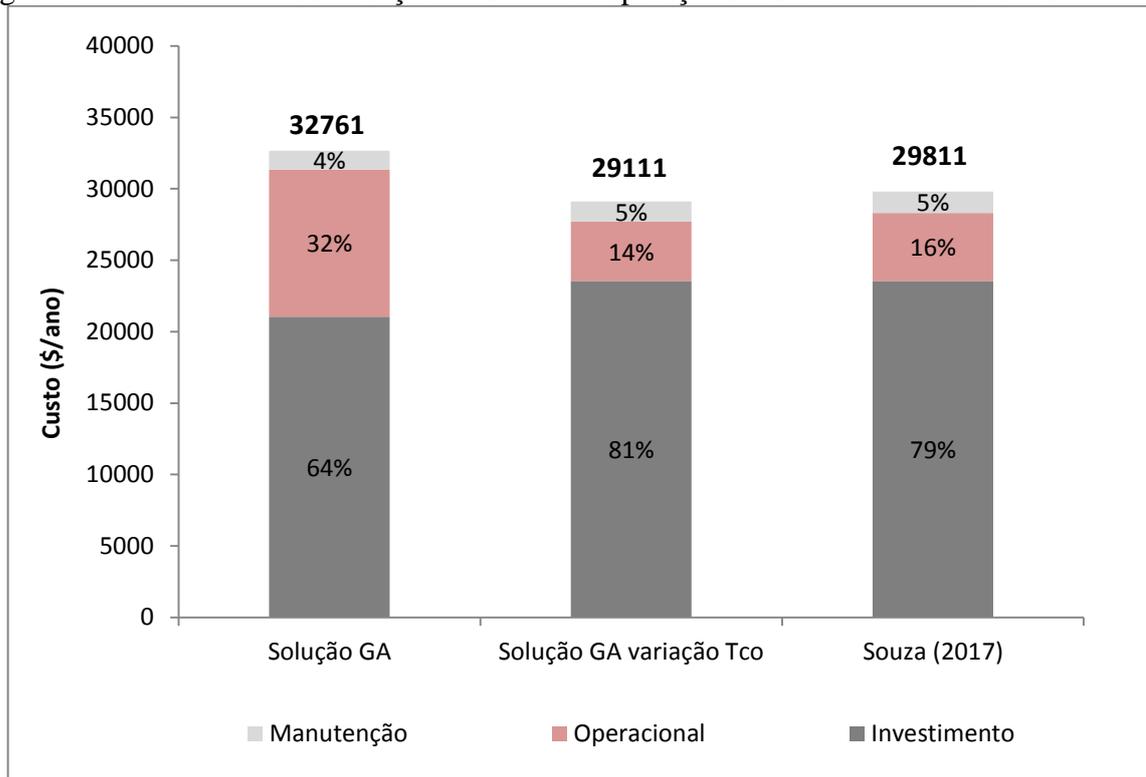
Tabela 24 - Resultados – Comparação da solução do problema original com o problema incluindo a temperatura de saída do ar como variável

Variável	Solução GA Problema original	Solução GA Problema com variação de T_{co}
Temperatura de saída do ar (°C)	65,05	75,65
Número de baias	1	1
Número de feixes por baia	2	2
Número de ventiladores por baia	2	2
Número de tubos por fila	38	44
Número de passes nos tubos	4	4
Número de filas	4	4
Razão de passo	2.5	2.5
Diâmetro dos ventiladores (m)	4.2	4.2
Comprimento dos tubos (m)	10.973	10.973
Diâmetro externo dos tubos (m)	0.0254	0.0254
Altura das aletas (m)	0.015875	0.015875
Número de aletas por comprimento (1/m)	393	393
Espessura das aletas (m)	0.00033	0.00033

Tabela 25 - Resultados GA variação T_{co} – variáveis termofluidodinâmicas x dados da literatura

Variável	Solução GA Problema original	Solução GA Problema com variação de T_{co}
Área (m ²)	5707	6608
Excesso de Área (%)	28%	12%
Velocidade no lado do ar (m/s)	4,18	2,72
Coef. de convecção do ar (W/m ² K)	43,41	33,55
Coef. de convecção nos tubos (W/m ² K)	1869	1662
Coef. global de transferência (W/m ² K)	21,52	18,17
ΔP total no lado do ar (Pa)	65,60	34,11
ΔP nos tubos (Pa)	58277	44964
Potência por ventilador (kW)	6,157	2,486

Figura 14 - Resultados GA variação da Tco – comparação FOBJ x dados da literatura



De acordo com a Tabela 24, a comparação dos trocadores encontrados mostra que a única diferença do ponto de vista estrutural é um maior número de tubos por fila na solução do problema ampliado. Este fato implica em uma maior área de troca térmica e feixes mais largos. Um aspecto fundamental a ser observado na Tabela 24 é a maior temperatura de saída do ar na solução do problema ampliado, o que reduz a vazão de ar.

A Tabela 25 mostra que a associação de feixes mais largos e menor vazão de ar reduziu sensivelmente o custo operacional, ilustrado pela redução da queda de pressão. A menor vazão de ar na solução do problema ampliado reduziu ainda mais o coeficiente global de transferência de calor e também a diferença de temperatura média entre as correntes no trocador, entretanto tais efeitos foram compensados pelo aumento da área de troca térmica. Em termos líquidos, a redução do custo operacional suplantou o aumento do investimento, levando a um trocador com custo operacional ainda mais baixo que aquele obtido por Souza (2017), conforme ilustra a Figura 14.

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Este capítulo trata das conclusões e observações obtidas através da análise dos resultados apresentados no capítulo anterior, e das sugestões para trabalhos futuros que podem ser desenvolvidos a fim de melhorar o método apresentado.

Conclusões

Esta dissertação apresentou a resolução do problema de projeto ótimo de *air coolers* utilizando um algoritmo genético. Com este objetivo foi desenvolvida uma ferramenta de simulação capaz de determinar o comportamento de um trocador de calor candidato ao ótimo, assim como calcular o seu desempenho econômico do ponto de vista do custo total anualizado. Esta ferramenta serviu de base para cálculo da função aptidão do Algoritmo Genético. Visando avaliar a necessidade da exploração de métodos de otimização global, foram também implementados dois outros métodos de otimização convencionais baseados em processos estocásticos.

Baseando-se em um exemplo da literatura, os resultados mostram que a solução via Algoritmo Genético alcançou um valor de função objetivo sensivelmente menor que os métodos convencionais. Este padrão corrobora a conclusão de Passos (2015) que observou que o problema possui múltiplos ótimos locais de desempenho econômico consideravelmente diferente. Desta forma, para alcançar melhores resultados torna-se realmente necessário a utilização de um método de otimização global.

A comparação do resultado via Algoritmo Genético com os resultados da literatura mostrou que o valor médio encontrado em termos de custo total anualizado é levemente inferior àquele obtido por uma solução via tentativa-e-erro com participação direta do projetista, tal como descrito em Serth (2007), porém com valor maior que a solução encontrada por Souza (2017) para o ótimo global.

Uma análise adicional propôs uma ampliação do problema original, incluindo a temperatura de saída de ar como variável. Esta ampliação do domínio foi capaz de alcançar uma redução de 12% no custo total anualizado médio em relação ao resultado obtido via Algoritmo Genético no problema original considerando uma amostra de 10 corridas. Neste sentido, vale ressaltar que a melhor opção de trocador encontrado na amostra possui custo inclusive inferior ao ótimo encontrado por Souza (2017) no problema original, o que ressalta a importância da inclusão deste grau de liberdade na busca pelo ótimo global.

Sugestões

Como sugestões para trabalhos futuros, é possível citar diversas alternativas no âmbito da utilização de algoritmos meta-heurísticos para a resolução do problema de projeto ótimo de air coolers:

- Desenvolvimento de outras alternativas de operadores genéticos visando alcançar resultados compatíveis com o ótimo global obtido via programação matemática;
- Desenvolvimento de métodos híbridos que sejam capazes de integrar de forma eficiente métodos estocásticos com métodos de busca local;
- Exploração da aplicação de outros algoritmos estocásticos, tais como o método do enxame de partículas (*Particle Swarm Optimization*, PSO);

REFERÊNCIAS

ASLLANI, A.; LARI, A. Using genetic algorithm for dynamic and multiple criteria web-site optimizations. *European Journal of Operational Research*, v.176, p. 1767-1777, 2007.

CARVALHO, A. C.; BRAGA, A. P.; LUDERMIR, T. B.. "Computação Evolutiva". In.: S. O. Rezende. *Sistemas Inteligentes: Fundamentos e Aplicação*. São Paulo: Ed. Manole, 2003.

CONRADIE, A. E.; BUYST, J. D.; KRÖGER, D. G. Performance optimization of dry-cooling systems for power plants through SQP methods. *Applied Thermal Engineering*, 18, 25-45, 1998.

DOODMAN, A.; FESANGHARY, M.; HOSSEINI, R.. A robust stochastic approach for design optimization of air cooled heat exchangers. *Applied Energy*, 86, 1240-1245, 2009.

GOLDBERG, D. E. *Genetic Algorithms In search, optimization & machine learning*. Boston: Addison Wesley, 1989.

GONÇALVES, C. D. *Desenvolvimento de técnicas de otimização da programação das limpezas de redes de trocadores de calor*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Instituto de Química, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, p. 156 f. 2013

GONZÁLEZ, M. T.; PETRACCI, N. C.; URBICAIN, M. J. Air-Cooled Heat Exchanger Design Using Successive Quadratic Programming (SQP). *Heat Transfer Engineering*, v. 22, p. 11-16. 2001

GPSA, Engineering Data Book. *11 Ed. Air-Cooled Exchangers*, 2018. Disponível em: <<http://www.venezuelagas.net/publi-databook.html>>.

HAUPT, R. L.; HAUPT, S. E. *Practical Genetic Algorithms*, Wiley-Interscience, 2. ed. New Jersey: John Wiley & Sons, 2004.

KARAMI, A. et al. Optimization of heat transfer in an air cooler equipped with classic twisted tape inserts using imperialist competitive algorithm. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 38, 195-200, 2012.

KASHANI, A. H.; MADDAHI, A.; HAJABDOLLAHI, H. Thermal-economic optimization of an air-cooled heat exchanger unit. *Applied Thermal Engineering*, n. 54, 2013.

KESSEN, M. J. Optimal Design of an Air-Cooled Condenser for Flue Gas from a Power Plant. *Theses and Dissertations*. Paper 1066, p. 1-60, 2012.

LINDEN, R. *Algoritmos genéticos: Uma importante ferramenta da inteligência computacional*. 2. ed. Rio de Janeiro: BRASPORT, 2008.

MANASSALDI, J. I., SCENNA, N. J., & MUSSATI, S. F. (2014). Optimization mathematical Model for the detailed design of air cooled heat exchangers. *Energy*, 734-746.

MUKHERJEE, R. *Practical Thermal Design of Air-Cooled Heat Exchangers*. Connecticut: Begell House, 2017.

PACHECO, M. A. (1999). *Algoritmos genéticos: princípios e aplicações*. Rio de Janeiro: Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 1- 9, 1999.

PASSOS, L. V. *Otimização do projeto de trocadores de calor do tipo air-cooler*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Instituto de Química, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, pp. 1 - 97, 2015.

PINHO, A. F. et al. Algoritmos Genéticos: Fundamentos e Aplicações. In.: LOPES (orgs.) et al. *Meta-Heurísticas em pesquisa operacional*. 2013.

REZAEI, E. et al. The Optimization of Thermal Performance of an Air Cooler Equipped with Butterfly Inserts by the Use of Imperialist Competitive Algorithm. *Heat Transfer — Asian Research*, 215 -226, 2012.

SAUNDERS, E. A. *Heat exchangers: selection, design & construction*. Michigan: Longman Scientific & Technical, 1988.

SERTH, R. W. *Process Heat Transfer: Principles and Applications*. Texas: Elsevier, 2007.

SINGH, P.; DESAI, B.; BORA, L.. Optimization of Air Cooled Heat Exchanger Design Using HTRI. *2nd International Conference on Multidisciplinary Research & Practice - International Journal of Research and Scientific Innovation (IJRSI)*, p. 5, 2015.

SONAWANE, P. A.; RAGHA, L. Hybrid Genetic Algorithm and TABU Search Algorithm to Solve Class Time Table Scheduling Problem. *International Journal of Research Studies in Computer Science and Engineering (IJRSCSE)*, v. 1. p.19-26. ago. 2014.

SOUZA, P. A. *Otimização do projeto de trocadores de calor tipo air cooler via programação matemática*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Instituto de Química, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 124 f., 2017