



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANDRÉ DE CARVALHO

**AVALIAÇÃO TERMOECONÔMICA DA REDUÇÃO DO INVENTÁRIO
DE TROCADORES DE CALOR EM TRENS DE COMPRESSÃO POR
MEIO DE RESFRIAMENTO ASSISTIDO**

Florianópolis/SC - Brasil

2022

André de Carvalho

**AVALIAÇÃO TERMOECONÔMICA DA REDUÇÃO DO INVENTÁRIO
DE TROCADORES DE CALOR EM TRENS DE COMPRESSÃO POR
MEIO DE RESFRIAMENTO ASSISTIDO**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Alexandre Kupka da Silva, Ph.D.

Florianópolis/SC - Brasil

2022

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

de Carvalho, André

Avaliação termoeconômica da redução do inventário de trocadores de calor em trens de compressão por meio de resfriamento assistido / André de Carvalho ; orientador, Alexandre Kupka da Silva, 2022.

146 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2022.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Trem de compressão. 3. Resfriamento intermediário. 4. FPSO. I. Kupka da Silva, Alexandre. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

André de Carvalho

Avaliação termoeconômica da redução do inventário de trocadores de calor em trens de compressão por meio de resfriamento assistido

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Alexandre Kupka da Silva, Ph.D.
UFSC – Florianópolis/SC – Brasil

Prof. Edson Bazzo, Dr.Eng.
UFSC – Florianópolis/SC – Brasil

Prof. Louis Gosselin, Ph.D.
ULaval – Quebec/QC – Canadá

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de concentração Engenharia e Ciências Térmicas.

Prof. Paulo de Tarso Rocha de Mendonça, Ph.D.
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
UFSC – Florianópolis/SC – Brasil

Prof. Alexandre Kupka da Silva, Ph.D.
Orientador
UFSC – Florianópolis/SC – Brasil

Florianópolis, 23 de fevereiro de 2022

Dedicado aos meus pais

*“we need a dream-world in order to discover the features of the
real world we think we inhabit”*

(Paul Feyerabend, *Against Method*, 1975)

RESUMO

Algumas aplicações de processos de resfriamento, como na indústria aeroespacial, submarina e offshore, exigem atenção especial à dimensão ocupada pelo sistema. Nesses casos, para obter um conjunto mais compacto pode-se admitir algum prejuízo à eficiência energética global do processo. Especialmente, em plantas de produção de petróleo e gás offshore (FPSO, *Floating Production, Storage and Offloading*), o custo associado ao espaço ocupado na instalação pode sobrepujar o custo de geração de energia, que é proveniente do próprio gás natural produzido na unidade. Assim, este trabalho investiga, por meio de modelagem matemática, a solução de compromisso existente entre a dimensão ocupada e a eficiência energética em sistemas de resfriamento e analisa a viabilidade técnica e econômica do emprego de resfriamento assistido em um trem de compressão de CO₂ localizado em um FPSO. A proposta de resfriamento assistido baseia-se em aplicações de controle térmico de componentes eletrônicos e consiste no emprego de um ciclo de refrigeração para reduzir o inventário de trocadores necessário ao sistema. São considerados três níveis de complexidade na modelagem: (1) modelo termodinâmico simplificado de um processo de resfriamento envolvendo carga térmica genérica, (2) modelo termodinâmico do resfriamento de um trem de compressão de CO₂ acoplado a um ciclo de refrigeração por compressão mecânica e (3) modelo termo-hidráulico detalhado do sistema anterior e análise de viabilidade econômica voltada à aplicação offshore. Do primeiro modelo, conclui-se que o resfriamento assistido pode ser vantajoso ao se considerar cargas térmicas com temperatura de até 400 K. O modelo aplicado ao trem de compressão permite inferir a possibilidade de redução de cerca de 50% na condutância global requerida para os trocadores, embora isto demande o dobro de potência de mecânica, em relação ao resfriamento direto. Embora os resultados termodinâmicos apontassem para uma boa perspectiva da aplicação, a análise econômica revelou que o sistema de resfriamento assistido proposto não é vantajoso sob o ponto de vista financeiro.

Palavras-chave: Trem de compressão. Resfriamento intermediário. FPSO

ABSTRACT

In some cooling processes applications, such as in the aerospace, subsea and offshore industries, special attention to the system's overall dimensions is of utmost importance. In these cases, in order to increase compactness, features and designs that might be detrimental to the system's overall energy efficiency can be tolerated. For example, in offshore oil and gas production plants (FPSO, Floating Production, Storage and Offloading), the cost associated with the space occupied in the installation can overcome the cost of energy generation, which comes from the natural gas produced within the unit. Thus, this work investigates, through mathematical modeling, the compromise solution between size and energy efficiency in cooling systems and analyzes the technical and economic feasibility of using assisted cooling in a CO₂ compression train, located on a FPSO. The assisted cooling proposal is based on applications of thermal control of electronic components and relies on the use of a refrigeration cycle to reduce the heat exchanger inventory required by the system. Three levels of complexity are considered in the modeling: (1) a simplified thermodynamic model of a cooling process involving a generic thermal load, (2) a thermodynamic model of a CO₂ compression train cooling system, coupled to a vapor compression refrigeration cycle and (3) a detailed thermo-hydraulic model of this system and economic evaluation aimed at offshore application. From the first model, one can show that assisted cooling may be advantageous when involving thermal loads with a temperature up to 400 K. The model applied to the compression train reveals the possibility of a 50% reduction in the global conductance required for the heat exchangers, although this requires twice the mechanical power, in relation to the direct cooling. Although the thermodynamic results point to a good perspective of the application, the economic analysis carried out showed that the proposed assisted cooling system is not advantageous from a financial point of view.

Keywords: Compression train. Compression intercooling. FPSO.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Resfriador a ar com tiragem forçada, adaptado de [27]	28
Figura 2.2 – Sistema de resfriamento com torre de arrefecimento	29
Figura 2.3 – Desenho esquemático de uma torre de resfriamento com tiragem induzida, adaptado de [36]	29
Figura 2.4 – Sistema de resfriamento com captação de água de um sumidouro de calor	30
Figura 2.5 – Esquema simplificado de uma planta de processamento primário de petróleo [57]	32
Figura 2.6 – Modelo termodinâmico do resfriamento ativo de componente eletrônico, adaptado de [15].....	34
Figura 3.1 – Modelos termodinâmicos das três configurações para resfriamento da fonte de calor	38
Figura 3.2 - Verificação do modelo para $T_{so} = 260$ K, $T_{si} = 300$ K e $UA_{T,opt} = 4$ kW/K	42
Figura 3.3 – Modelo do trocador de calor para resfriamento direto	43
Figura 3.4 – Modelo dos trocadores de calor para resfriamento assistido, com ciclo de refrigeração por compressão mecânica	43
Figura 3.5 – Desempenho das configurações de resfriamento assistido e recuperação de calor com capacitâncias térmicas infinitas e ciclo de Carnot.....	47
Figura 3.6 – Efeito da eficiência do ciclo no desempenho dos sistemas de resfriamento assistido e recuperação de calor	47
Figura 3.7 – Menor temperatura da fonte quente possível para obtenção do \dot{W}/\dot{Q} desejado na recuperação de calor	48
Figura 3.8 – Maior temperatura da fonte quente possível para obtenção do $UA_T/UA_{T,0}$ desejado no resfriamento assistido	48
Figura 3.9 – Potência consumida e diferença de temperatura do ciclo necessárias para obtenção de $UA_T = UA_{T,0}$ no resfriamento assistido	49
Figura 3.10 – Desempenho do resfriamento assistido com capacitâncias térmicas finitas, ciclo de Carnot e atendendo a $\dot{C}_{si} = \dot{C}_{si,0}$ (—) e $T_{si} = T_{si,2,0}$ (- - - - -)	50
Figura 3.11 – Potência consumida necessária para se obter $UA_T = UA_{T,0}$, em função da eficiência do ciclo, para a configuração de resfriamento assistido	51
Figura 3.12 – Alteração na condutância global dos trocadores de calor ao se empregar $\dot{W}/\dot{Q} = 1$, em função da eficiência do ciclo, para a configuração de resfriamento assistido ..	52

Figura 3.13 – Mínima eficiência de segunda lei do ciclo de refrigeração necessária para atingir $\dot{W}/\dot{Q} = 1$ e $UA_T/UA_{T,0} = 1$, com diferentes condições das correntes térmicas, para a configuração de resfriamento assistido	53
Figura 4.1 – Fluxograma simplificado do processo de compressão em uma planta de processamento primário de petróleo e gás offshore	55
Figura 4.2 – Fluxograma simplificado de um trem de compressão com N estágios	56
Figura 4.3 – Fluxograma simplificado de um trem de compressão com N estágios com emprego de resfriamento assistido	57
Figura 4.4 – Comparação entre eficiência isentrópica e eficiência politrópica, para gases ideais com calores específicos constantes	61
Figura 4.5 – Razões de temperatura e de volume específico em função da razão de compressão, no modelo de eficiência politrópica e de eficiência isentrópica, com $\eta_s = \eta_p = 0,7$...	61
Figura 4.6 – Variação dos coeficientes m e n de Schultz para o dióxido de carbono na vizinhança do ponto crítico, com $\eta_p = 0,7$	63
Figura 4.7 – Convergência da solução da Eq. (4.21), avaliada pela eficiência isentrópica equivalente de um processo de compressão iniciado no ponto crítico	64
Figura 4.8 – Desvio percentual do trabalho específico de compressão a partir da isocórica crítica calculado pelo modelo de Schultz e pelo modelo de Huntington	65
Figura 4.9 – Modelo do trocador de calor e diagrama T – \dot{Q}	66
Figura 4.10 – Convergência do modelo e comparação os com resultados de Nellis e Klein [16]	69
Figura 4.11 – Procedimento de cálculo para simulação do sistema de resfriamento direto	78
Figura 4.12 – Procedimento de cálculo para simulação do sistema de resfriamento assistido por ciclo de refrigeração	79
Figura 4.13 – Potência consumida adimensional e máxima temperatura de descarga, tomando $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$	81
Figura 4.14 – Caminho termodinâmico do CO ₂ no diagrama P – T, considerando três, quatro e cinco estágios de compressão	82
Figura 4.15 – Potência consumida adimensional otimizada em relação às pressões intermediárias, tomando $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$	83
Figura 4.16 – Caminho termodinâmico otimizado do CO ₂ no diagrama P – T, considerando três, quatro e cinco estágios de compressão	84

- Figura 4.17 – Comparação dos resultados de potência adimensional obtidos pelo método proposto e pela otimização de fato, para dióxido de carbono, com $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$ 84
- Figura 4.18 – Condutância térmica global total adimensional dos resfriadores de gás, em função das temperatura de resfriamento da potência consumida, para CO_2 com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$ 86
- Figura 4.19 – Soluções de compromisso entre potência consumida e condutância dos resfriadores de gás, para CO_2 com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$ 86
- Figura 4.20 – Condutância térmica total adimensional em função da temperatura de resfriamento, para sistema de resfriamento direto do trem de compressão de CO_2 , com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$ 88
- Figura 4.21 – Valores otimizados de UA_T/UA_{ref} e a temperatura $T_{so,2}$ correspondente, em função da potência de compressão, para sistema de resfriamento direto do trem de compressão de CO_2 , com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$ 88
- Figura 4.22 – Valores otimizados de UA_T/UA_{ref} , em função da potência de compressão, para sistema de resfriamento direto do trem de compressão de CO_2 , para $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa e $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K 89
- Figura 4.23 – Valores otimizados de UA_T/UA_{ref} , em função da potência de compressão, para sistema de resfriamento direto do trem de compressão de CO_2 , com dados $N = 5$, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$ 90
- Figura 4.24 – Fronteiras de Pareto entre condutância térmica total e potência consumida adimensionais para alguns fluidos refrigerantes selecionados, para $T_{si,1} = 300$ K, $T_{si,2} = 313$ K, $T_{so,1} = 300$ K, $T_{so,2} = 328$ K e $\eta_p = 0,8$ 93
- Figura 4.25 – Desempenho comparativo dos fluidos refrigerantes em função da temperatura crítica, para $T_{si,1} = 300$ K, $T_{si,2} = 313$ K, $T_{so,1} = 300$ K, $T_{so,2} = 328$ K e $\eta_p = 0,8$ 94
- Figura 4.26 – Fronteiras de Pareto entre UA_T/UA_{ref} e \dot{W}_T/\dot{W}_{ref} , para resfriamento direto e assistido do trem de compressão de CO_2 , com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$ 95
- Figura 4.27 – Temperatura de resfriamento, $T_{so,2}$, e temperatura interestágio, $T_{g,int}$, correspondentes às fronteiras de Pareto do sistema de resfriamento direto (à esquerda) e assistido (à direita) do trem de compressão de CO_2 , com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$ 95

Figura 4.28 – Diagramas P – T do trem de compressão de CO ₂ , com cinco estágios, e do ciclo de refrigeração otimizados, com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$	96
Figura 5.1 – Modelo de um trocador de calor duplo-tubo genérico	98
Figura 5.2 – Validação do cálculo do coeficiente de transferência de calor por evaporação convectiva.....	107
Figura 5.3 – Regimes de condensação convectiva para o dimetil éter a 40 °C, segundo Shah [141]	111
Figura 5.4 – Cálculo do coeficiente de transferência de calor médio, para condensação convectiva do dimetil éter, considerando ou não a transição de regime	111
Figura 5.5 – Validação do cálculo do coeficiente de transferência de calor por condensação convectiva.....	112
Figura 5.6 – Validação do cálculo do coeficiente de transferência de calor para resfriamento do CO ₂ supercrítico	115
Figura 5.7 – Resumo do procedimento de cálculo para simulação termo-hidráulica do sistema de resfriamento direto.....	119
Figura 5.8 – Resumo do procedimento de cálculo para simulação termo-hidráulica do sistema de resfriamento assistido	120
Figura 5.9 – Perfis de temperatura e pressão do CO ₂ nos resfriadores de gás, para o caso de referência	125
Figura 5.10 – Efeito do valor alvo da queda de pressão, de 10 a 150 kPa, sobre a potência consumida e área total de trocadores de calor, para resfriamento direto e assistido do trem de compressão de CO ₂ , com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = T_{g,int} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$	126
Figura 5.11 – Área de troca térmica total em função da temperatura de resfriamento, para sistema de resfriamento direto do trem de compressão de CO ₂ , com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$	127
Figura 5.12 – Fronteiras de Pareto entre área total de trocadores de calor e potência consumida, para resfriamento direto do trem de compressão de CO ₂ , com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$, e valor alvo da perda de carga de 75 e 150 kPa.....	127
Figura 5.13 – Peso total do sistema em função da área de trocadores de calor e da potência consumida, para resfriamento direto do trem de compressão de CO ₂ , com dados $P_{g,e} =$	

400 kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$, e valor alvo da perda de carga de 75 e 150 kPa	128
Figura 5.14 – LCC em função da perda de carga almejada, para resfriamento direto do trem de compressão de CO ₂ com cinco estágios, dados com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = T_{g,int} = 313$ K, $T_{so,2} = 308$ K e $\eta_p = 0,8$	129
Figura 5.15 – LCC em função da área de trocadores de calor, para resfriamento direto do trem de compressão de CO ₂ , com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$, e valor alvo da perda de carga de 75 e 150 kPa	130
Figura 5.16 – LCC em função da área de trocadores de calor com fator $f_{NG} = 0,5$, para resfriamento direto do trem de compressão de CO ₂ , com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$, e valor alvo da perda de carga de 75 e 150 kPa	130
Figura 5.17 – Fronteiras de Pareto entre área total de trocadores de calor e potência consumida, para resfriamento assistido do trem de compressão de CO ₂ , com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$, e valor alvo da perda de carga de 75 e 150 kPa	131
Figura 5.18 – Peso total do sistema em função da potência consumida, para resfriamento assistido do trem de compressão de CO ₂ , com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$, e valor alvo da perda de carga de 75 e 150 kPa	131
Figura 5.19 – LCC em função da área de trocadores de calor, para resfriamento assistido do trem de compressão de CO ₂ , com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$, e valor alvo da perda de carga de 75 e 150 kPa	132
Figura 5.20 – LCC em função da área de trocadores de calor com fator $f_{NG} = 0,5$, para resfriamento assistido do trem de compressão de CO ₂ , com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$, e valor alvo da perda de carga de 75 e 150 kPa	132

LISTA DE QUADROS

Quadro 4.1 – Lista de fluidos refrigerantes considerados	92
--	----

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Capacidade de processamento dos atuais FPSOs da Bacia de Santos [62]	32
Tabela 4.1 – Verificação dos resultados do modelo utilizado neste trabalho em relação aos apresentados por Sandberg e Colby [113].....	65
Tabela 4.2 – Verificação dos resultados do modelo utilizado neste trabalho em relação aos apresentados por Guo [115]	69
Tabela 5.1 – Parâmetros para estimativa do custo de aquisição dos equipamentos [150]	121
Tabela 5.2 – Parâmetros para estimativa da massa dos equipamentos.....	122
Tabela 5.3 – Resultados do caso de referência, com valor alvo das diferenças de pressão de 150 kPa.....	124
Tabela 5.4 – Resultados do caso de referência, com valor alvo das diferenças de pressão de 75 kPa.....	124

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
ASME	<i>The American Association of Mechanical Engineerings</i>
CCUS	<i>Carbon capture utilization and storage</i>
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
DME	Dimetil éter
FPSO	<i>Floating Production, Storage and Offloading</i>
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
HC	Hidrocarboneto
HCFC	Hidrocloroflourcarboneto
HFC	Hidrofluorcarboneto
HFO	Hudrofluorolefina
HVAC	<i>Heating, Ventilation, Cooling and Air Conditioning</i>
ISO	<i>International Standarization Organization</i>
LCC	<i>Life Cycle Cost</i>
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i>
ORC	<i>Organic Rankine Cycle</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino

A	Área	[m ²]
a	Coeficiente	[–]
b _M	Custo unitário da massa instalada	[US\$/kg]
b _{NG}	Custo unitário do gás natural	[US\$/kWh]
Bo	Número de ebulição	[–]
C	Custo	[US\$]
\dot{C}	Capacitância térmica	[kW/K]
c _p	Calor específico isobárico	[kJ/kgK]
d	Derivada total	[–]
dr	Taxa de desconto	[%]
E	Fator de da correlação de Gungor e Winterton	[–]
f	Fator de atrito de Darcy	[–]
f _{NG}	Fator ponderador do preço do gás natural	[–]
Fr	Número de Froude	[–]
G	Fluxo de massa	[kg/m ² s]
g	Aceleração gravitacional	[m/s ²]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
J _g	Fator da correlação de Shah	[–]
k	Condutividade térmica	[kW/mK]
k _T	Compressibilidade isotérmica	[1/kPa]
L	Comprimento	[m]
LT	Tempo de vida do projeto	[anos]
m	Coeficiente m de Schultz	[–]
M	Massa	[kg]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
MW	Massa molecular	[kg/kmol]
n	Coeficiente n de Schultz, Expoente de ajuste	[–]
N	Número de estágios	[–]

Nt	Número de tubos	[–]
Nu	Número de Nusselt	[–]
P	Pressão	[kPa]
Pr	Número de Prandtl	[–]
q"	Fluxo de calor	[kW/m ² K]
Q̇	Potência térmica	[kW]
R	Constante do gás, Resistência térmica	[kJ/kgK], [K/kW]
Re	Número de Reynolds	–
s	Entropia específica	[kJ/kgK]
S	Parâmetro de dimensão	[–]
T	Temperatura	[K]
U	Coeficiente de transferência de calor	[kW/m ² K]
UA	Condutância térmica	[kW/K]
v	Volume específico	[m ³ /kg]
w	Trabalho específico	[kJ/kg]
Ẇ	Potência mecânica	[kW]
We	Número de weber	[–]
x	Título de vapor	[–]
Z	Fator de compressibilidade, fator da correlação de Shah	[–]
z	Coordenada axial	[m]

Alfabeto grego

β	Coeficiente de expansão volumétrica	[1/K]
∂	Derivada parcial	[–]
Δ	Diferença	[–]
δ	Desvio percentual	[–]
γ	Adimensional da capacitância térmica	[–]
η	Eficiência	[–]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa s]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
σ	Tensão superficial	[N/m]
τ	Razão de temperaturas, tensão de cisalhamento	[–], [kPa]
θ_i	Razão de temperaturas do ciclo de refrigeração	[–]

ξ Adimensional do caminho do processo [-]

Subscritos

0	Resfriamento direto	[-]
1	Recuperação de calor, Condição entrada	[-]
2	Resfriamento assistido, Condição de saída	[-]
ac	Aceleração	[-]
b	Bomba	[-]
c	Frio	[-]
comb	Combustão	[-]
cond	Condensador	[-]
crit	Ponto crítico	[-]
dsh	Desuperaquecimento	[-]
e	Entrada, Externo	[-]
ener	Energia	[-]
eq	Equivalente	[-]
equip	Equipamento	[-]
evap	Evaporador	[-]
g	Gás	[-]
gc	Resfriador de gás	[-]
ger	Gerador elétrico	[-]
H	Temperatura alta, Pressão alta	[-]
h	Quente, Trocador de calor principal	[-]
HM	Média harmônica	[-]
i	Interno, Índice	[-]
II	Segunda lei da termodinâmica	[-]
inst	Instalação	[-]
int	Intermediário	[-]
j	Índice	[-]
L	Temperatura baixa, Pressão baixa	[-]
l	Líquido	[-]
LM	Média logarítmica	[-]
m	Motor elétrico	[-]

min	Mínimo	[–]
opt	Otimizado	[–]
p	Politrópico	[–]
r	Fluido refrigerante, ciclo de refrigeração	[–]
ref	Referência do caso isotérmico	[–]
s	Saída, isentrópico	[–]
sc	Subresfriamento	[–]
sh	Superaquecimento	[–]
si	Sumidouro de calor (<i>Heat sink</i>)	[–]
so	Fonte de calor (<i>Heat source</i>)	[–]
T	Total	[–]
t	Turbina	[–]
u	Universal	[–]
v	Vapor	[–]
w	Parede	[–]

Diversos

*	Adimensional, Variável de integração	[–]
⁰	Gás ideal	[–]
'	Linear	[1/m]
–	Médio	[–]
''	Superficial	[1/m ²]
·	Por unidade de tempo	[1/s]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	23
1.1	OBJETIVOS.....	24
1.2	ESTRUTURA DO TRABALHO	26
2	REVISÃO DE LITERATURA	27
2.1	SISTEMAS DE RESFRIAMENTO.....	27
2.2	PLANTAS DE PROCESSAMENTO PRIMÁRIO DE PETRÓLEO E GÁS	31
2.3	TRABALHOS SELECIONADOS.....	34
3	MODELO TERMODINÂMICO SIMPLIFICADO	37
3.1	DEFINIÇÃO DO PROBLEMA.....	37
3.2	MODELAGEM.....	39
3.2.1	Capacitâncias térmicas infinitas	40
3.2.2	Capacitâncias térmicas finitas.....	42
3.3	RESULTADOS E DISCUSSÃO	46
4	MODELO TERMODINÂMICO APLICADO AO RESFRIAMENTO DO TREM DE COMPRESSÃO	54
4.1	DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE COMPRESSÃO	54
4.2	MODELAGEM.....	57
4.2.1	Compressores.....	58
4.2.2	Trocadores de calor.....	65
4.2.3	Acoplamento das equações	70
4.2.4	Procedimento de cálculo	77
4.3	RESULTADOS E DISCUSSÃO	80
4.3.1	Trem de compressão	80
4.3.2	Sistema de resfriamento direto	87
4.3.3	Sistema de resfriamento assistido	90
5	MODELO TERMOHIDRÁULICO E ANÁLISE ECONÔMICA.....	97
5.1	MODELAGEM.....	97

5.1.1	Trocador de calor principal.....	100
5.1.2	Evaporador	102
5.1.3	Condensador	107
5.1.4	Resfriadores de gás.....	112
5.1.5	Acoplamento dos modelos e procedimento de cálculo	116
5.2	ANÁLISE ECONOMICA.....	120
5.3	RESULTADOS E DISCUSSÃO	123
6	CONCLUSÃO	133
6.1	TRABALHOS FUTUROS.....	134
	REFERÊNCIAS	136

1 INTRODUÇÃO

O resfriamento ou descarte de cargas térmicas de temperatura até 200 °C, usualmente denominadas de rejeito térmico de baixa temperatura [1], é responsável por quase dois terços do calor rejeitado em processos industriais [2], representando uma parcela significativa do inventário de trocadores de calor utilizado no mundo. Tal demanda encontra-se em toda a indústria de processamento (petróleo e gás, química, alimentícia, papel e celulose), em centrais de HVAC e em aplicações relativas a componentes eletrônicos.

No contexto predominante de aumento da eficiência energética, as correntes de rejeito térmico são avaliadas com objetivo de recuperação do calor em ciclos de geração de potência [3], ciclos de refrigeração por compressão térmica [4] e no aquecimento de outras cargas térmicas [5]. Contudo, essa abordagem nem sempre é viável técnica ou economicamente, sobretudo por dois motivos: (1) o conteúdo exergético do rejeito térmico é pequeno [6] e (2) o ganho em eficiência global implica, quase invariavelmente, em aumento do tamanho e complexidade da instalação [7]. Esse problema é amiúde objeto de otimização termoeconômica do respectivo sistema térmico [8].

Outro tópico dedica-se à intensificação da troca térmica, isto é, aumento do coeficiente de transferência de calor, estudando aspectos relativos ao escoamento, propriedades do fluido e geometria dos trocadores de calor [9, 10]. Recentemente, trabalhos nesse campo concentram-se majoritariamente em aplicações de resfriamento de componentes eletrônicos [11], em que a geometria de dimensões restritas representa um desafio à transferência de calor efetiva [12].

Tomando-se o modelo genérico de trocador de calor expresso na Eq. (1.1) [13], é possível observar claramente a relação entre as variáveis envolvidas; onde \dot{Q} é a taxa de transferência de calor, U , o coeficiente global de transferência de calor, A , a área de troca de térmica e ΔT , a diferença de temperatura logarítmica. Por exemplo, em casos com pequena diferença de temperatura disponível, é necessário dispor de grande valor do produto UA – definido como a condutância global do trocador de calor. Desse modo, um caminho recorrente em aplicações de área e ΔT restritos consiste em investir na maximização do coeficiente de transferência de calor.

$$\dot{Q} = UA\Delta T \quad (1.1)$$

No entanto, somente isso pode ser insuficiente quando é necessário dissipar alto fluxo térmico, como ocorre em alguns componentes eletrônicos [14]. Nesses casos, recorre-se ao chamado resfriamento ativo, em que um ciclo de refrigeração é empregado a fim de elevar a diferença de temperatura na superfície de troca térmica e, adicionalmente, propiciar melhoria no coeficiente de transferência de calor devido à mudança de fase. Miner e Ghoshal [15] exploraram as potencialidades e limitações dessa estratégia do ponto vista termodinâmico. Os autores avaliaram as condições teóricas sob as quais a refrigeração é vantajosa para a redução da resistência térmica equivalente do componente eletrônico. Em resumo, objetiva-se intensificar a troca térmica ao incrementar as diferenças de temperatura, porém, em contrapartida, é mandatório consumir potência mecânica para imprimir tais ΔT , por meio do ciclo termodinâmico de refrigeração. É importante ressaltar que não se visa, mandatoriamente, à redução da temperatura do componente eletrônico abaixo da temperatura ambiente, isto é, à sua refrigeração propriamente dita.

Por analogia, presume-se que a análise de Miner e Ghoshal [15] pode ser estendida a trocadores de calor de processo. Desse modo, em demandas de resfriamento de cargas térmicas de temperatura moderada, a condutância global total necessária – portanto, o inventário de trocadores de calor – é passível de redução ao se utilizar um sistema de refrigeração. Ainda que em sentido oposto ao da eficiência energética, a possibilidade de dispender menor área de troca térmica, conseqüentemente compactando o sistema, é bastante valiosa em determinadas aplicações, como nas indústrias aeroespacial, submarina e de petróleo *offshore*.

1.1 OBJETIVOS

A partir do exposto, o objetivo deste trabalho é avaliar os impactos do emprego de um ciclo de refrigeração no resfriamento de cargas térmicas de temperatura moderada, aqui denominado resfriamento assistido, com a finalidade de redução do inventário de trocadores de calor. As análises exploram soluções de compromisso otimizadas entre a área de troca de calor e a potência consumida pelo ciclo de refrigeração, através da modelagem do sistema térmico.

Inicialmente, é apresentado um modelo termodinâmico simplificado, considerando ciclo de Carnot e trocadores de calor contracorrente ideias, junto ao qual são discutidas a fundamentação e as limitações da estratégia proposta. A partir desse modelo, tem-se uma

primeira quantificação da solução de compromisso entre potência consumida e condutância global, verificando-se se de fato é possível a redução do inventário de trocadores do modo proposto e qual o reflexo no consumo energético do sistema. Além disso, o modelo simplificado permite delimitar as fronteiras onde a aplicação é vantajosa, em termos de temperaturas, capacitâncias térmicas das correntes e eficiência do ciclo de refrigeração.

Após esse tratamento mais genérico, desenvolve-se a modelagem de uma aplicação específica, voltada ao resfriamento de um trem de compressão de CO₂, localizado numa planta de processamento de petróleo e gás *offshore*. Primeiramente, é considerada a simulação e otimização da configuração de referência, isto é, sem o ciclo de refrigeração, tomada como base comparativa. Em seguida, modelando-se o ciclo de refrigeração acoplado ao trem de compressão, as condições operacionais são otimizadas em conjunto, com objetivo de obter as soluções de compromisso entre potência consumida total e condutância global de trocadores e compará-las com as da configuração de referência. Adicionalmente, são realizadas análises paramétricas envolvendo o número de estágios de compressão e pressões e vazões de gás requeridas.

A partir daí, dispendo de uma região de trabalho delimitada, parte-se para simulação termo-hidráulica dos trocadores de calor, envolvendo correlações para o coeficiente de transferência de calor e fator de atrito. Assim, torna-se possível: (1) conhecer a área ou o volume de trocadores requeridos, que são as variáveis que exprimem propriamente o tamanho do sistema e (2) incluir a queda de pressão nos trocadores de calor, que resultam em aumento da potência consumida, também refletindo na relação inversa entre eficiência energética e tamanho do sistema. Note-se que, nas regiões termodinâmicas desta aplicação, onde o CO₂ está na condição de fluido supercrítico, as grandes variações de propriedades termodinâmicas tornam inviável a modelagem baseada em coeficientes de troca térmica médios, demandando solução numérica do problema [16].

Por fim, segue-se uma análise econômica, traduzindo em termos financeiros o impacto da utilização do sistema proposto, em uma planta de processamento de petróleo e gás *offshore*. Conforme conhecido do estudo de otimização termoeconômica, as variáveis selecionadas que maximizam o retorno financeiro de um sistema térmico, em geral, não correspondem a máxima eficiência energética ou mínimo consumo de potência [17, 18]. Isso se deve à existência de uma solução de compromisso entre os custos iniciais e os custos de operação, grosso modo,

dimensão dos componentes e eficiência energética. Em se tratando da presente aplicação, dois fatores tendem a pesar a decisão no sentido da compactação, em detrimento do consumo energético: (1) o elevado custo do espaço (área, volume, massa) na instalação, em comparação com unidades terrestres [19] e (2) o custo da energia relativamente baixo, uma vez que é gerada a partir da queima do próprio gás produzido [20]. Por esta razão, a geração potência em unidades *offshore* é, predominantemente, realizada por turbogeradores a gás de ciclo Brayton aberto, que apresentam elevada densidade energética, apesar da menor eficiência global [21].

Resumidamente, a análise realizada neste trabalho divide-se em três etapas ou objetivos específicos:

- Formular modelo termodinâmico simplificado de um processo de resfriamento otimizado, envolvendo carga térmica genérica.
- Realizar modelagem e otimização termodinâmica do resfriamento de um trem de compressão de CO₂ acoplado a um ciclo de refrigeração por compressão mecânica.
- Aplicar modelagem termo-hidráulica detalhada ao sistema anterior e analisar a viabilidade econômica voltada a uma instalação *offshore*.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

A dissertação foi estruturada a partir dos três níveis de modelagem supracitados, precedidos pelo presente capítulo introdutório e pelo capítulo de revisão de literatura e encerrado pelo capítulo de conclusão. Dessa forma, o Cap. 2, dedicado à revisão de literatura, trata, genericamente, do estado da arte de sistemas de resfriamento e de plantas de processamento de petróleo e gás *offshore*, além de apresentar destaques de trabalhos relevantes. Os Cap. 3, 4 e 5 são, cada um, subdivididos em: definição do problema tratado, detalhamento da modelagem empregada e apresentação e discussão dos resultados. Segundo ordem já citada, o Cap. 3 se refere ao modelo termodinâmico genérico, o Cap. 4, ao modelo termodinâmico aplicado ao trem de compressão e o Cap. 5, à modelagem termo-hidráulica e análise econômica. Finalmente, o Cap. 6 sumariza as principais conclusões do trabalho, com breves sugestões para análises futuras.

2 REVISÃO DE LITERATURA

Neste capítulo, descreve-se o atual estado da arte de sistemas de resfriamento industriais e de plantas de processamento primário de petróleo e gás, em cuja interface reside o tema central do presente trabalho. Adicionalmente, são discutidos alguns trabalhos selecionados que fundamentaram as análises propostas ou ofereceram lacunas que esta dissertação propõe abordar.

2.1 SISTEMAS DE RESFRIAMENTO

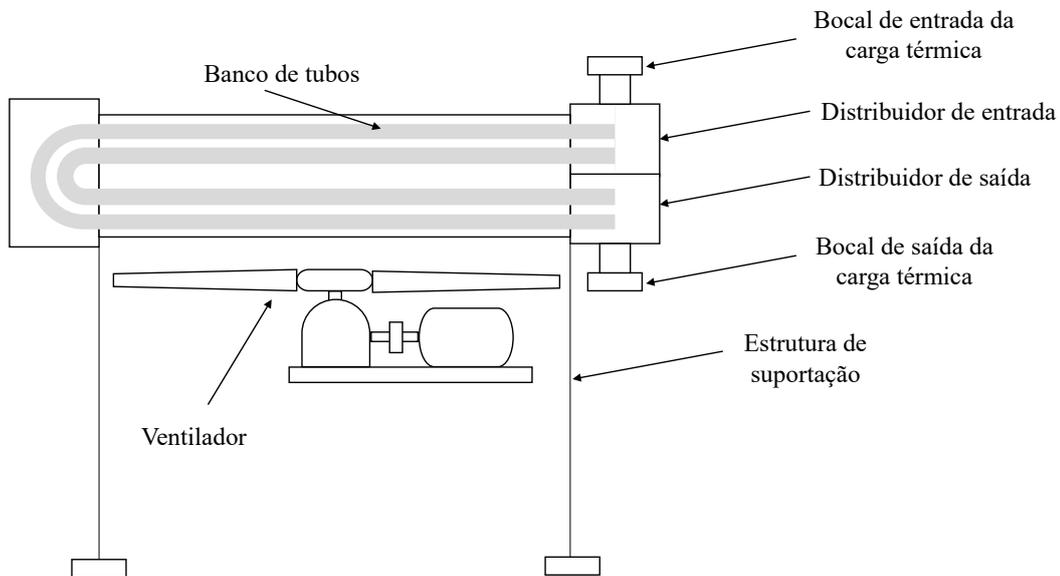
A Segunda Lei da Termodinâmica enuncia que uma máquina térmica operando em ciclos deve trocar calor com, ao menos, dois reservatórios de temperatura [22]. Na maioria das aplicações de engenharia, um desses reservatórios é o ambiente [18, 23], de modo que ceder calor ao ambiente é uma necessidade inerente a sistemas térmicos. Assim, a temperatura ambiente é a temperatura da fonte fria em ciclos de potência e bombas de calor, a temperatura da fonte quente em ciclos de refrigeração e a menor temperatura atingível ao se resfriar uma carga térmica sem dispender de trabalho.

Dentro deste contexto, os meios para promover a troca térmica com ambiente, os chamados sistemas de resfriamento, merecem atenção no tocante ao projeto e otimização termoeconômica. Em aplicações de relevância industrial, a rejeição de calor para o ambiente efetuada sobretudo de três formas [24]: troca de calor sensível com ar atmosférico, troca de calor sensível e latente com o ar atmosférico (resfriamento evaporativo) e troca de calor sensível com um curso d'água. Notadamente, cada possibilidade apresenta vantagens e desvantagens que devem ser ponderadas frente às características da aplicação, envolvendo aspectos econômicos, energéticos e ambientais [25].

Sistemas que utilizam a troca de calor sensível com a atmosfera empregam usualmente trocadores de calor de correntes cruzadas, em que a carga térmica passa por dentro de um banco de tubos e o escoamento cruzado de ar, forçado ou induzido, é realizado por ventiladores [26]. A Figura 2.1 exibe o desenho de um resfriador a ar, adaptado de [27]. Esta alternativa tem como vantagem a modularidade e a dispensa da necessidade de água, sendo apropriada para instalações de menor escala, em locais remotos ou em climas secos. Contudo, os baixos calor

específico e coeficiente de transferência de calor do ar representam uma limitação para esta tecnologia, uma vez que tornam necessárias ventiladores de alta capacidade e grandes áreas de troca térmica [28, 29]. O resfriamento a ar é encontrado, por exemplo, em condensadores de sistemas de refrigeração por compressão mecânica [30], em resfriadores de gás em estações de recompressão [31], em plantas de liquefação de gases [32], e mesmo em condensadores de sistema de geração de potência via ciclo Rankine [33, 34].

Figura 2.1 – Resfriador a ar com tiragem forçada, adaptado de [27]



Outra estratégia consiste em promover a troca de calor latente com o ar, além do calor sensível, no chamado resfriamento evaporativo. Neste sistema, um circuito de água absorve calor das cargas térmicas e é encaminhado a torres de arrefecimento, onde a água evapora em contato com o ar atmosférico, perdendo calor. A circulação de ar pela torre pode ocorrer por convecção natural [35] ou por emprego de ventilador, seja em tiragem forçada ou induzida [36]. Dessa forma, além de se intensificar o coeficiente de transferência de calor, por meio da mudança de fase da água, pode-se atingir menor temperatura, isto é, a temperatura de bulbo úmido do ar atmosférico [37, 38]. A Figura 2.2 ilustra um sistema de resfriamento industrial utilizando uma torre de arrefecimento, que atende a várias cargas térmicas em paralelo, e a Figura 2.3, o desenho esquemático de uma torre de arrefecimento com tiragem de ar induzida.

Figura 2.2 – Sistema de resfriamento com torre de arrefecimento

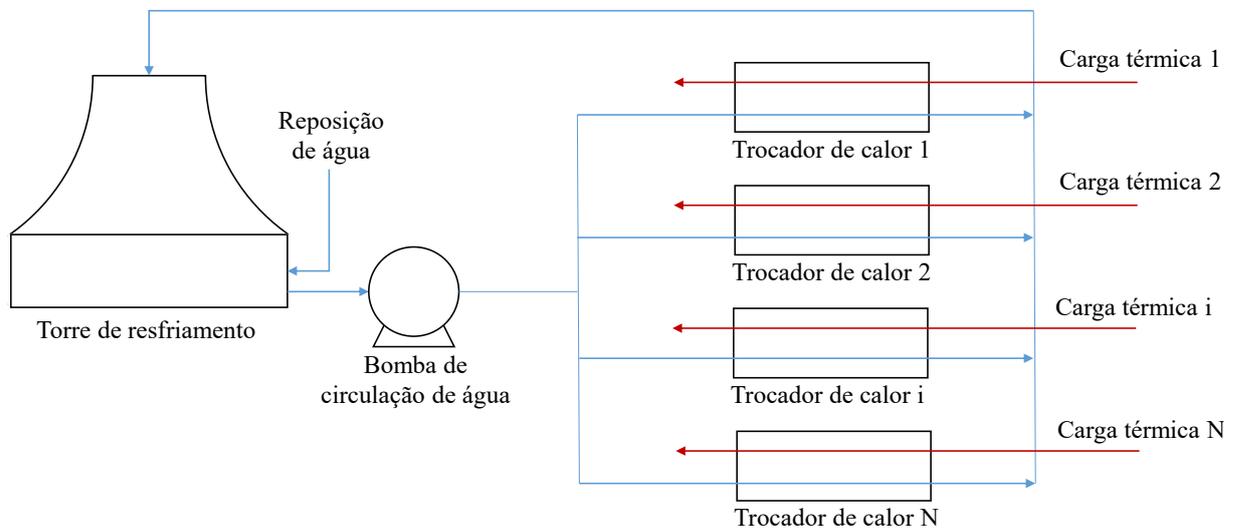
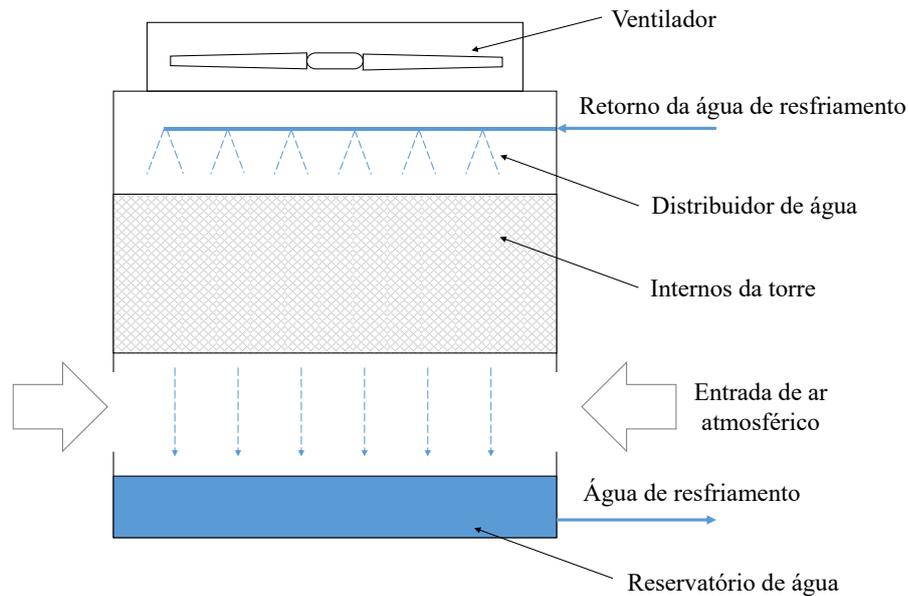


Figura 2.3 – Desenho esquemático de uma torre de resfriamento com tiragem induzida, adaptado de [36]

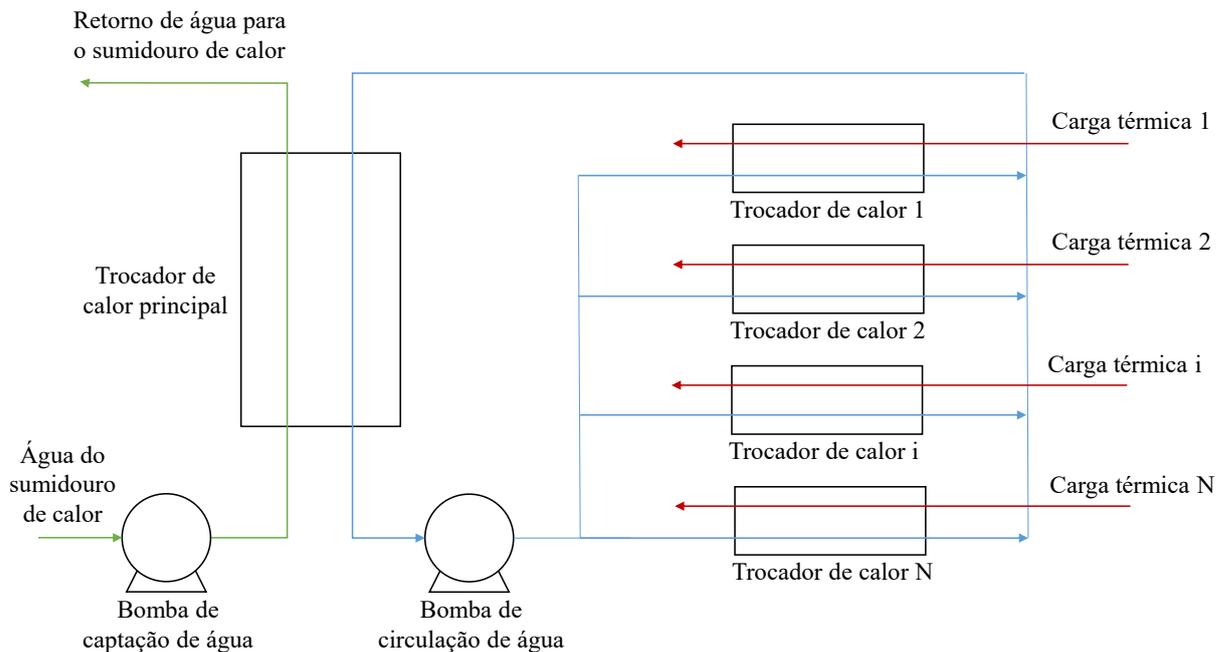


Um aspecto negativo do emprego de torres de arrefecimento é a perda do inventário de água por resfriamento evaporativo, que precisa ser constantemente reposta [39], tornando-a inviável em localidades de clima muito seco ou com escassez de recursos hídricos [40]. Adicionalmente, pesam negativamente a possibilidade de formação de incrustação, a ocorrência

de corrosão e a proliferação de microrganismos no sistema [41, 42], que acarretam custos relacionados à manutenção do sistema e ao tratamento da água utilizada.

Outra configuração, apresentada pela Figura 2.4, é o chamado resfriamento aberto (*once-through cooling*), que consiste em utilizar um trocador de calor cuja corrente fria é a água captada de um sumidouro de calor (rio, lago, oceano), posteriormente devolvida ao curso d'água [43, 44]. Essa estratégia é um pouco menos eficiente do ponto de vista de térmico, pois o limite para troca não é a mais a temperatura de bulbo úmido e há que se obedecer a limites de temperatura para água devolvida ao ambiente [45]. Porém, trata-se de uma configuração adequada quando existe restrição ao consumo de água de reposição, o que tornaria o emprego da torre de arrefecimento proibitivo. Este é o sistema de resfriamento predominante em unidades marítimas, onde a água doce é escassa, como plataformas de produção de petróleo e navios [46, 47].

Figura 2.4 – Sistema de resfriamento com captação de água de um sumidouro de calor



Trabalhos recentes nessa área abordam metodologias de otimização da integração das redes de trocadores de calor [48, 49, 50, 51], panoramas e estratégias para economia de água [52, 53] e melhorias no desempenho de torres de arrefecimento [54]. Zhang et al. [25] compararam o consumo de energia e de água de diferentes estratégias de resfriamento, mapeando as melhores opções do ponto de vista econômico em função da temperatura ambiente

e dos custos da água e da energia. Em linhas gerais, os autores concluíram que o resfriamento evaporativo é o preferido quando a razão entre o custo da água e da energia é inferior a um determinado patamar. Acima deste valor, deve-se optar pelo resfriamento a ar, em temperatura ambiente abaixo de 20 °C, e pelo resfriamento aberto a água, para temperatura ambiente superior a 20 °C. Ma et al. [55] estudaram uma configuração combinada, avaliando a divisão otimizada de cargas térmicas entre resfriadores a ar e a água proveniente de torres de arrefecimento, obtendo ganhos econômicos de até 29,4%.

2.2 PLANTAS DE PROCESSAMENTO PRIMÁRIO DE PETRÓLEO E GÁS

O processamento primário consiste no tratamento inicial do petróleo proveniente dos reservatórios dos campos produtores, onde é constituído por uma mistura de hidrocarbonetos (alguns deles gasosos à pressão atmosférica), podendo conter água, sais e dióxido de carbono [56]. Desta maneira, o processamento primário diz respeito à separação desses componentes, por meio de processos físicos, em três fases: oleosa, aquosa e gasosa. Além disso, confere-se o tratamento adequado a cada uma das fases para o devido encaminhamento, sob os determinados requisitos de composição, temperatura e pressão. Por exemplo, o gás exportado deve atender a um critério de máximo conteúdo de vapor d'água e demais contaminantes, a água descartada deve obedecer a um critério de máximo teor de óleo e graxas (TOG) e ao óleo exportado se permite um máximo teor de água e sais (BSW, *basic sediments and water*). A Figura 2.5 exibe um esquema simplificado de uma planta de processamento primário, sejam elas marítimas ou terrestres, adaptado de [57]. Perceba-se que o requisito de tratamento varia em razão do destino da corrente, a saber, ao gás exportado exige-se um teor limite de CO₂, que não é requerido ao gás reinjetado.

A depender das características do campo produtor, do volume de produção projetado e de aspectos econômicos, as instalações podem requerer maior ou menor complexidade [58]. De qualquer maneira, o processamento primário de petróleo costuma ser intensivo em consumo de potência mecânica, necessária para o acionamento das bombas e compressores, e em descarte de carga térmica, proveniente sobretudo dos processos de compressão, sendo objetivo de estudos de otimização termoeconômica [59]. Além disso, instalações marítimas podem ser do tipo plataforma fixa, plataforma semissubmersível ou FPSO (*Floating Production Storage and*

Offloading), navios adaptados para processamento primário e armazenamento de petróleo [60]. Nos atuais campos do pré-sal da Bacia de Santos, sob lâmina d'água da ordem de 2.000 m e a cerca de 200 km da costa, a opção mais viável é a dos FPSO [61]. A Tabela 2.1 expõe, em linhas gerais, as atuais capacidades unidades de processamento da Bacia de Santos [62], utilizadas como referência neste trabalho.

Figura 2.5 – Esquema simplificado de uma planta de processamento primário de petróleo [57]

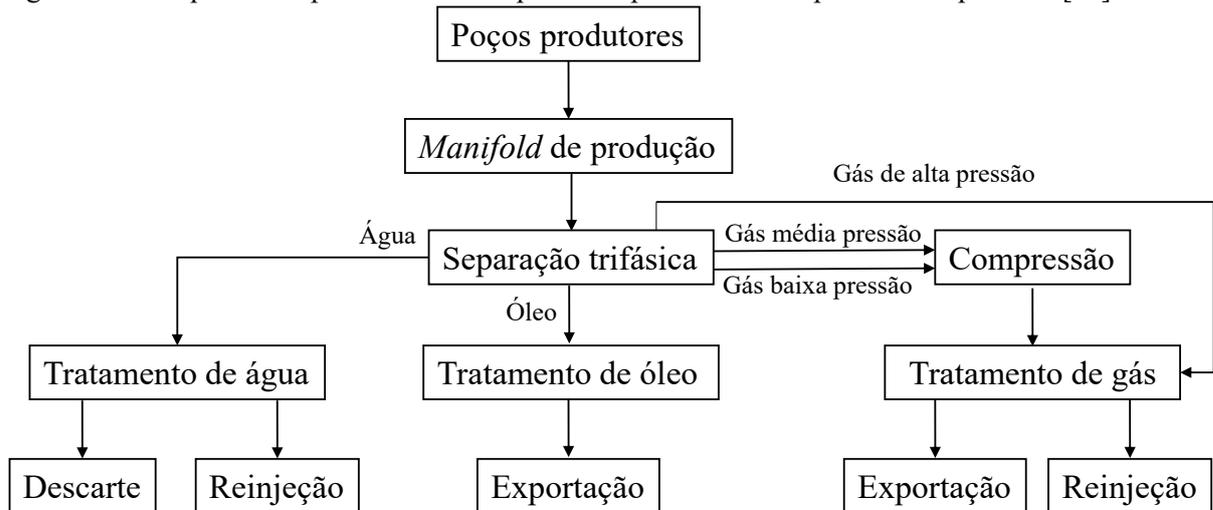


Tabela 2.1 – Capacidade de processamento dos atuais FPSOs da Bacia de Santos [62]

Característica	Capacidade máxima	Unidade
Processamento de líquidos	24.000	m ³ /dia
Armazenamento de óleo	1.600.000	bb1
Processamento de óleo	24.000	m ³ /dia
Tratamento de água produzida	19.000	m ³ /dia
Tratamento e transporte de gás	6.000.000	Nm ³ /dia ¹
Pressão de reinjeção de gás natural	55.000	kPa
Pressão de reinjeção de CO ₂	45.000	kPa
Injeção de água do mar	28.600	m ³ /dia

Nota 1: vazão volumétrica a pressão atmosférica e temperatura de 20 °C

Nestas unidades, à exceção do compressor de CO₂, acionado por uma turbina a gás dedicada, as demais máquinas de fluxo são acionadas por motores elétricos de indução [63]. A exceção se deve a uma regulamentação do Conselho Nacional de Meio-ambiente (CONAMA), que exige requisitos adicionais de emissões para unidades cuja demanda de turbogeração

elétrica é superior a 100 MW¹ [64]. Por sua vez, a energia elétrica que alimenta as cargas motóricas é proveniente de um sistema de geração próprio, composto por quatro turbogeradores (sendo um reserva) com potência ISO de 30 MW cada, alimentados pelo gás natural produzido. Somente o sistema de compressão de gás pode corresponder a mais de 50% do consumo energético da planta [62].

Outro importante insumo ao processamento primário é o sistema de resfriamento, cuja principal carga térmica é oriunda do calor rejeitado pelos processos de compressão, mas que também atende ao resfriamento de turbogeradores, motores elétricos, sistemas de HVAC, unidades hidráulicas de potência e outras, que somadas chegam à ordem de 150 MW [59]. Em FPSOs, utiliza-se um circuito fechado de água doce que circula entre os trocadores de calor das diversas cargas térmicas, onde absorve calor de processo, e os trocadores de calor principais, onde rejeita calor para a corrente de água salgada captada do mar. Em projetos na costa brasileira, considera-se a água do mar com temperatura de 27 °C e é permitido, conforme legislação ambiental, retorná-la ao mar com no máximo 40 °C [65]. Todavia, no período de verão são reportadas temperaturas tão altas quanto 32 °C, implicando prejuízo à capacidade de resfriamento do sistema. Do lado da água doce, deve-se manter a temperatura abaixo de 60 °C para evitar a deposição de incrustação nos trocadores de calor, tubulações e acessórios [66]. Embora tal estratégia de resfriamento indireto, por meio de um circuito intermediário de água doce, seja menos eficiente do ponto de vista de troca térmica, é uma opção mais viável tecnicamente em se comparando a distribuir água salgada por toda a unidade.

Ainda, deve-se observar que o elevado teor de dióxido de carbono no gás associado em reservatórios do pré-sal – variando de 8% a 55% em base molar ao longo da vida do campo [66] – demanda processos dedicados a remoção do CO₂ da corrente de gás natural e sua reinjeção no reservatório, uma vez que não é permitido o descarte atmosférico. Associados a esta necessidade de compressão de grandes volumes de CO₂ a altas pressões estão, novamente, elevadas potências consumidas e significativas cargas térmicas. Em razão das restrições do sistema de resfriamento, citadas anteriormente, a temperatura do gás na saída dos seus respectivos resfriadores é definida em 40 °C. Desse modo, trata-se de um sistema de elevada carga térmica, \dot{Q} , e limitada diferença de temperatura, ΔT , que, conseqüentemente, requer

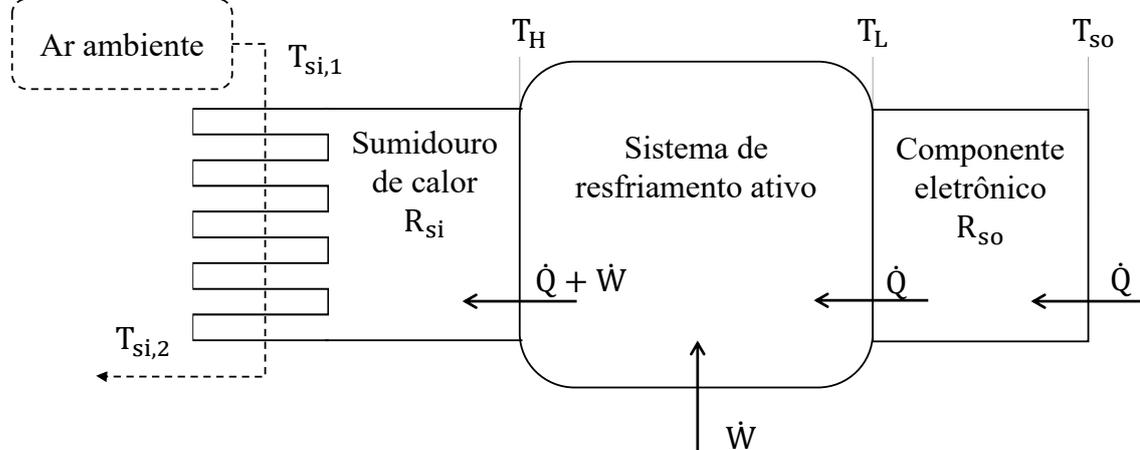
¹ Recentemente, esta resolução foi modificada, excluindo do critério para plataformas localizadas além do mar territorial brasileiro, desde que cada turbogerador tenha potência inferior a 100 MW [67]

elevada condutância térmica, UA. Tais condições representam, portanto, uma oportunidade promissora para a aplicação do sistema de resfriamento assistido, foco deste trabalho.

2.3 TRABALHOS SELECIONADOS

A respeito da fundamentação de limitações e fronteiras de aplicação de sistemas de resfriamento, o trabalho de Minner e Ghoshal [15] apresenta uma formulação para obter os limites termodinâmicos do resfriamento ativo de componentes eletrônicos. É pertinente discutir essa referência em detalhe, em razão do embasamento que forneceu ao presente trabalho. Os autores propuseram um modelo de um circuito térmico entre o componente eletrônico e o ar ambiente, interposto por um sistema de resfriamento ativo (ciclo de refrigeração). O resultado almejado pela modelagem foi a delimitação dos casos em que o emprego desta configuração resulta em menor resistência térmica equivalente. A Figura 2.6 ilustra este sistema, adaptado para a nomenclatura da presente dissertação.

Figura 2.6 – Modelo termodinâmico do resfriamento ativo de componente eletrônico, adaptado de [15]



Note-se que, $T_H > T_{si,1}$, $T_{si,2}$ e $T_{so} > T_L$ permitem o fluxo de calor espontâneo no sentido indicado pela figura; porém, como $T_H > T_L$, exige-se o emprego da potência mecânica \dot{W} para a realização da troca térmica. Assim, embora o ciclo de refrigeração propicie maiores diferenças de temperatura ($T_H - T_{si,2}$, $T_{so} - T_L > T_{so} - T_{si,2}$), em contrapartida também causa elevação na carga térmica a ser dissipada pelo sumidouro de calor, acarretando o surgimento de uma solução de compromisso. Concluindo, Miner e Ghoshal [15] apresentaram uma

expressão para o cálculo da menor eficiência interna do ciclo de refrigeração que resulta em redução da resistência equivalente. Esta expressão foi empregada por de Oliveira e Barbosa Jr [68] como uma possível métrica de eficiência de segunda lei de sistemas de resfriamento ativo de componentes eletrônicos. Perceba-se que, tipicamente nestas aplicações, onde $T_{so} > T_{si}$ e \dot{W} é fornecido ao sistema [69], a definição usual da eficiência de segunda lei não é aplicável [68].

Outra linha de trabalhos considerados nesta revisão dá enfoque à termodinâmica e transferência de calor em sistemas de compressão, sobretudo nos respectivos processos de resfriamento. Lewins [70] tratou da otimização da pressão intermediária de um trem de compressão de gás ideal de dois estágios, considerando a efetividade do resfriador de gás e diferentes eficiências isentrópicas dos estágios de compressão. Desta referência, concluiu-se que a pressão intermediária ótima é fortemente influenciada pelo dimensionamento do resfriador de gás entre os estágios. Bonjour e Bejan [71] avaliaram o resfriamento durante o processo de compressão, através da circulação de água no segundo estágio do compressor. Os autores investigaram a solução de compromisso advinda da vazão de água de resfriamento, que reduz a potência de compressão, ao passo que demanda maior potência de bombeamento. Deste modo, foi obtido um valor ótimo da relação entre vazão de resfriamento e vazão de gás comprimida, que minimiza a potência total consumida.

A recente importância de sistemas de captura, armazenamento e utilização de carbono (CCUS) provocou interesse sobre o processo de compressão do CO_2 [72]. Jackson e Brodal [73, 74] simularam diversas opções de caminhos termodinâmicos para compressão de CO_2 , variando o tipo construtivo do compressor e número de estágios, bem como envolvendo recuperação de calor e refrigeração. A conclusão apresentada trata da relevância da temperatura de resfriamento para a potência de compressão, que pode ser mais proeminente que a distribuição de razões de compressão; adicionalmente, os autores apontam que a recuperação de calor é a alternativa mais promissora para aumento da eficiência energética do sistema. Estudos semelhantes foram conduzidos por Witkowski e colaboradores [75, 76], os quais também estudaram a variação do número de estágios de compressão e emprego de diferentes tipos construtivos de compressores, com e sem uso de sistemas de refrigeração. Esses autores enfatizaram a importância do caminho do processo de compressão para a potência consumida, obtendo 21% de economia energética em um caminho otimizado. Ainda, Alabdulkarem, Hwang e Radermacher [77] dedicaram-se a simulação de sistemas de compressão e liquefação de CO_2 , empregando o software comercial

HYSYS. Os autores demonstraram haver uma pressão ótima para condensação do dióxido de carbono, obtendo 10,6% de economia energética em relação à configuração convencional. Nenhum destes trabalhos, no entanto, pondera aspectos relativos ao tamanho dos sistemas, seja área de trocadores de calor, ou mesmo a condutância global, que são preocupações cruciais desta dissertação.

Trabalhos com trens de compressão que envolvam a dimensão da instalação, análises econômicas e soluções de compromisso entre as variáveis de projeto normalmente tratam de sistemas completos, não se dedicando a particularidades de componentes. Um trem de compressão de ar para armazenamento de energia foi estudado por Yao et al. [78], sob ponto de vista energético e econômico. Pierobon et al. [79] simularam a recuperação de calor através de um ciclo Rankine orgânico (ORC) em um FPSO, executando uma abrangente otimização multiobjetivo envolvendo a eficiência térmica, o volume do sistema e o seu valor presente líquido. Esta referência também se dedicou a procura pelo fluido de trabalho mais adequado à aplicação, em que a acetona e o ciclopentano se revelaram como melhores alternativas para o ORC. Nguyen et al. [59] propuseram uma metodologia para otimização termoeconômica de uma planta de processamento primário de petróleo, ao longo de toda a vida útil do campo produtor. No referido trabalho, buscou-se maximizar a produção de petróleo e minimizar o consumo energético específico, otimizando diversas variáveis operacionais da planta. Os autores demonstraram a existência de uma solução de compromisso entre a eficiência de separação e o consumo energético específico. Adicionalmente, destaca-se o trabalho realizado por de Andrade Cruz et al. [66], em que foi avaliada a captação de água profunda em FPSO na bacia de Santos, sob perspectiva energética, ambiental e econômica. A cerca de 900 m abaixo da superfície, a água do mar se encontra a 4 °C, trazendo significativos benefícios ao sistema de resfriamento. As simulações realizadas revelaram a possibilidade de redução de 9,2% da demanda de potência de compressão, 30% na área de trocadores de calor necessária, 14,4% no peso da instalação e de US\$ 15 milhões no custo do investimento.

Por fim, a revisão de literatura permite depreender dois pontos principais: (1) existe oportunidade para estender a formulação de Miner e Ghoshal [15] a trocadores de calor de processo, visando redução da área de troca térmica, e (2) há uma lacuna para o estudo de um caminho termodinâmico otimizado para o processo de compressão, que pondere, além da potência consumida, a dimensão dos trocadores de calor.

3 MODELO TERMODINÂMICO SIMPLIFICADO

Este capítulo discute aspectos elementares de processos de resfriamento, sob o ponto de vista da termodinâmica de sistemas finitos [80]. Apresenta-se um modelo matemático simplificado, baseado nos trabalhos de Bejan [81, 82] e de Klein [83], que consiste em estender a formulação de Miner e Ghoshal [15] para trocadores de calor de processo.

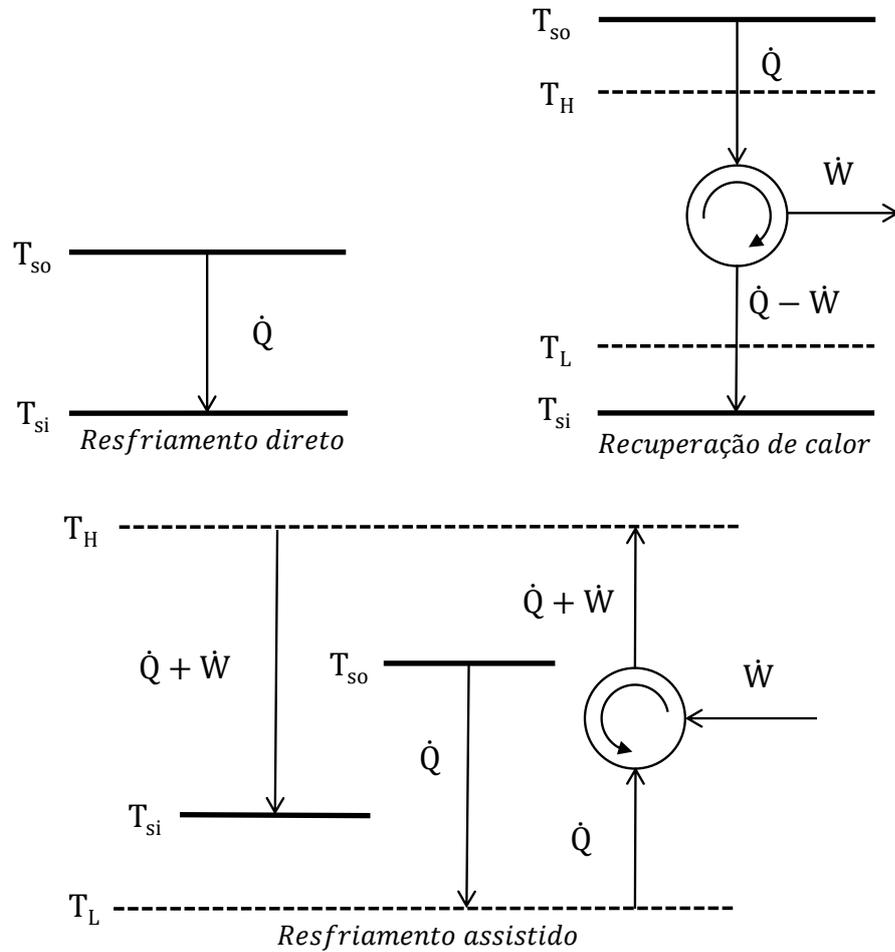
Verifica-se preliminarmente a viabilidade do emprego de um ciclo de refrigeração para redução do inventário de trocadores de calor necessário ao processo, quantificando a relação inversa existente entre esse objetivo e o aumento de potência consumida, requerido pelo ciclo de refrigeração. A partir de análises paramétricas envolvendo temperaturas, capacitâncias térmicas das correntes e eficiência de segunda lei interna do ciclo termodinâmico, pode-se determinar em quais situações a aplicação é promissora e em que sentido torna-se mais vantajosa.

3.1 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

Considere-se a necessidade de remover uma carga térmica \dot{Q} de uma fonte de calor na temperatura T_{so} (*heat source*) para um sumidouro de calor na temperatura T_{si} (*heat sink*). São chamadas aplicações de refrigeração casos em que $T_{so} < T_{si}$ e, em decorrência da Segunda Lei da Termodinâmica, é mandatório o consumo de potência mecânica, \dot{W} , para que a troca de calor seja efetuada. Por outro lado, são habitualmente denominadas de resfriamento aplicações em que $T_{so} > T_{si}$ e o sentido em que se deseja realizar a troca térmica não exige emprego de potência mecânica. Conforme exposto anteriormente, este trabalho dedica-se a processos de resfriamento.

De modo genérico e numa abordagem estritamente termodinâmica, existem três configurações possíveis para realizar o processo de resfriamento enunciado, a saber: (0) resfriamento direto, sem consumo ou geração de potência mecânica; (1) recuperação de calor, aproveitando o conteúdo exergético para produção de potência mecânica e (2) resfriamento assistido, em que se consome potência mecânica para intensificação da troca térmica. A Figura 3.1 ilustra esquematicamente o modelo termodinâmico dessas três configurações.

Figura 3.1 – Modelos termodinâmicos das três configurações para resfriamento da fonte de calor



Seguramente, cada uma das configurações apresenta aspectos favoráveis e desfavoráveis, que devem ser ponderados para seleção da melhor alternativa, a depender das condições da aplicação. Direcionando a análise para a eficiência energética, a melhor alternativa é, seguramente, a configuração de recuperação do calor para geração de potência. Contudo, para o problema em questão, é importante considerar que cada arranjo demanda uma diferente área de troca para transferir a potência térmica \dot{Q} .

Neste modelo simplificado, como figura de mérito representativa dessa área será adotada a condutância global total dos trocadores de calor, UA . É importante destacar, que a condutância global é empregada como indicador do tamanho do sistema mesmo em simulações mais detalhadas de sistemas térmicos [84, 85, 86, 87]. Conhecendo a proporcionalidade inversa entre a condutância e a diferença de temperatura (para mesma taxa de calor trocado), é possível realizar uma comparação preliminar entre o UA de cada configuração. Desse modo, infere-se

que, em geral, a recuperação de calor demanda maior área de troca, ao passo que o resfriamento assistido representa uma redução potencial de UA, ainda que resulte em menor eficiência energética global. Assim, a modelagem construída neste capítulo visa mapear as soluções de compromisso $UA \times \dot{W}$ das três configurações, determinar as condições em que o resfriamento assistido é vantajoso e quantificar preliminarmente os benefícios de sua utilização.

3.2 MODELAGEM

A formulação empregada é constituída por modelos analíticos genéricos para o ciclo de potência, o ciclo de refrigeração e os trocadores de calor. Optou-se por dois níveis de complexidade: o primeiro compara as três configurações, considerando a fonte de calor e o sumidouro como reservatórios térmicos, isto é, dotados de capacitância térmica infinita; o segundo dá enfoque ao resfriamento assistido e leva em conta as capacitâncias térmicas, empregando modelagem de trocador de calor em contracorrente ideal [13].

Em ambos os casos, tanto em geração de potência quanto em refrigeração, tomou-se a eficiência de segunda lei do ciclo termodinâmico, η_{II} , como constante. Desse modo, para a configuração (1) tem-se que [88]:

$$\frac{\dot{W}}{\dot{Q}} = \eta_{II} \left(1 - \frac{T_L}{T_H} \right) \quad (3.1)$$

e, para a configuração (2):

$$\frac{\dot{W}}{\dot{Q}} = \frac{1}{\eta_{II}} \left(\frac{T_H}{T_L} - 1 \right) \quad (3.2)$$

Naturalmente, para a configuração de resfriamento direto, $\dot{W} = 0$. Cabe apontar que, em verdade, a eficiência de segunda lei do ciclo é função da razão de temperaturas, T_L/T_H , [89, 90] e considerá-la constante é uma simplificação significativa, no entanto adequada aos propósitos desta altura da modelagem.

3.2.1 Capacitâncias térmicas infinitas

As Eq. (3.3) a (3.5) são as expressões para o cálculo da condutância térmica global total, UA_T , em cada uma das configurações, respectivamente:

$$UA_{T,0} = \frac{\dot{Q}}{T_{so} - T_{si}} \quad (3.3)$$

$$UA_{T,1} = \frac{\dot{Q}}{T_{so} - T_H} + \frac{\dot{Q} - \dot{W}}{T_L - T_{si}} \quad (3.4)$$

$$UA_{T,2} = \frac{\dot{Q}}{T_{so} - T_L} + \frac{\dot{Q} + \dot{W}}{T_H - T_{si}} \quad (3.5)$$

Convém notar que as Eq. (3.4) e (3.5) possuem dois termos cada uma, que são referentes aos dois trocadores de calor necessários nessas configurações, um para a fonte quente e um para a fonte fria. Também, dessas expressões já se constata que o resfriamento assistido nem sempre resultará em menor condutância que o resfriamento direto, e, portanto, existem condições a serem atendidas para que essa configuração seja factível. Atente-se, por exemplo, que $T_L > T_{si}$ é condição suficiente para $UA_{T,2} > UA_{T,0}$.

Para prosseguir com a análise, é conveniente adimensionalizar as expressões para cálculo dos UAs e combiná-las com as Eq. (3.1) e (3.2), de modo que se pode escrever:

$$\frac{UA_{T,0} T_{si}}{\dot{Q}} = UA_{T,0}^* = \frac{1}{\tau - 1} \quad (3.6)$$

$$\frac{UA_{T,1} T_{si}}{\dot{Q}} = UA_{T,1}^* = \frac{1}{\tau - T_H/T_{si}} + \frac{1 - \eta_{II}(1 - \theta_i)}{\theta_i T_H/T_{si} - 1} \quad (3.7)$$

$$\frac{UA_{T,2} T_{si}}{\dot{Q}} = UA_{T,2}^* = \frac{1}{\tau - \theta_i T_H/T_{si}} + \frac{1 + (1/\theta_i - 1)/\eta_{II}}{T_H/T_{si} - 1} \quad (3.8)$$

onde, $\tau = T_{so}/T_{si}$ e $\theta_i = T_L/T_H$.

Assim, ressalta-se a importância da variável θ_i neste problema. Na configuração (1), θ_i é diretamente proporcional ao inventário de trocadores despendido e inversamente proporcional a potência gerada (por unidade de calor trocado); enquanto, no caso (2), tem proporção inversa ao UA e direta à potência consumida. Dessas relações, verifica-se um dos aspectos fundamentais do problema proposto: a solução de compromisso entre eficiência energética e dimensão do sistema, aqui quantificada pela condutância global requerida pelos trocadores de calor.

Perceba-se que a variável T_H/T_{si} tem papel oposto em cada um dos termos da Eq. (3.7) e da Eq. (3.8), donde se conclui haver um T_H/T_{si} ótimo, que minimiza a condutância térmica total (mantendo-se fixos τ , θ_i e η_{II}). Dito de outra forma, existe uma distribuição ótima do inventário de trocadores de calor entre a fonte e o sumidouro de calor. Isso se explica porque, sob θ_i constante, o acréscimo de T_H implica acréscimo proporcional de T_L , o que faz aumentar o ΔT com a fonte fria e diminuir o ΔT com a fonte quente e, por consequência direta, reduz-se o UA da fonte fria e aumenta-se o UA da fonte quente. Matematicamente, os resultados ótimos são obtidos quando as derivadas parciais das Eq. (3.8) e (3.9) em relação a T_H/T_{si} são nulas, e assim, para o caso de recuperação de calor, tem-se que,

$$\left(\frac{T_H}{T_{si}}\right)_{\text{opt},1} = \frac{\tau\sqrt{1/\theta_i - \eta_{II}(1/\theta_i - 1)} + 1/\theta_i}{\sqrt{1/\theta_i - \eta_{II}(1/\theta_i - 1)} + 1} \quad (3.9)$$

$$(UA_{T,1}^*)_{\text{opt}} = \frac{(\sqrt{1/\theta_i - \eta_{II}(1/\theta_i - 1)} + 1)^2}{\tau - 1/\theta_i} \quad (3.10)$$

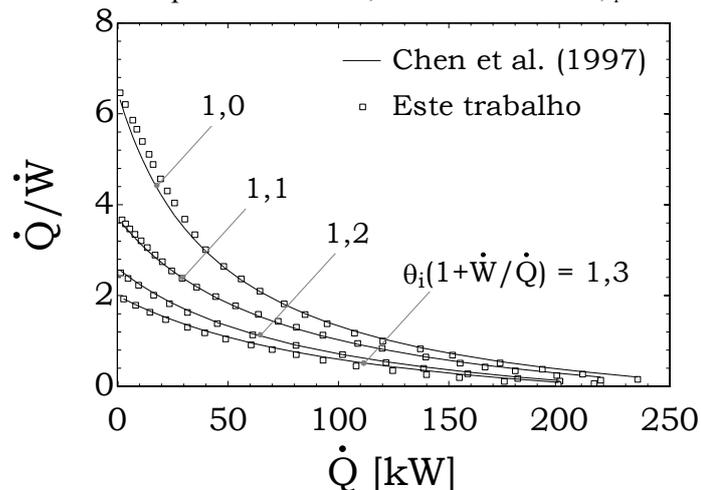
e, para o caso de resfriamento assistido,

$$\left(\frac{T_H}{T_{si}}\right)_{\text{opt},2} = \frac{\frac{\tau}{\theta_i}\sqrt{\theta_i + (1 - \theta_i)/\eta_{II}} + 1}{\sqrt{\theta_i + (1 - \theta_i)/\eta_{II}} + 1} \quad (3.11)$$

$$(UA_{T,2}^*)_{\text{opt}} = \frac{(\sqrt{\theta_i + (1 - \theta_i)/\eta_{II}} + 1)^2}{\tau - \theta_i} \quad (3.12)$$

Dessa forma, encontram-se expressões equivalentes às apresentadas por Bejan [81, 91] para plantas de geração de potência e sistemas de refrigeração. Ainda, a título de verificação, os resultados da formulação de resfriamento assistido foram confrontados com o trabalho de Chen et al. [92], para um ciclo de refrigeração de Carnot, como mostra a Figura 3.2.

Figura 3.2 - Verificação do modelo para $T_{so} = 260$ K, $T_{si} = 300$ K e $UA_{T,opt} = 4$ kW/K



3.2.2 Capacitâncias térmicas finitas

Embora o tratamento com capacitâncias infinitas contribua para mostrar tendências do comportamento do modelo, a inclusão das capacitâncias térmicas permite mais um passo no sentido da aplicação real, ainda sem perda de generalidade ou simplicidade. Nesta formulação, ao invés de reservatórios de temperatura constante, a fonte quente e o sumidouro de calor são tratados como correntes de capacitância térmica finita, \dot{C}_{so} e \dot{C}_{si} , respectivamente. Desse modo, a corrente quente apresenta uma temperatura de entrada, $T_{so,1}$, e uma temperatura de saída do sistema, $T_{so,2}$; assim como a corrente fria (sumidouro de calor) entra no sistema com temperatura $T_{si,1}$ e sai com temperatura $T_{si,2}$. A Figura 3.3 e Figura 3.4 mostram o fluxograma de processo simplificado dessas configurações de resfriamento direto e de resfriamento assistido, respectivamente. Cabe lembrar que a configuração de recuperação de calor não será tratada na presente modelagem.

Figura 3.3 – Modelo do trocador de calor para resfriamento direto

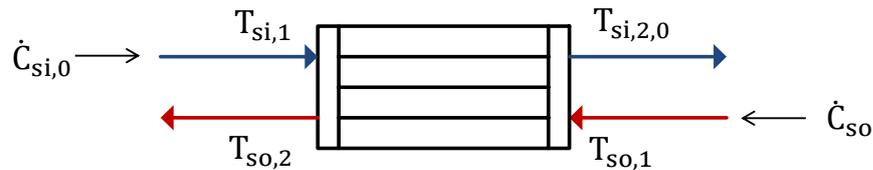
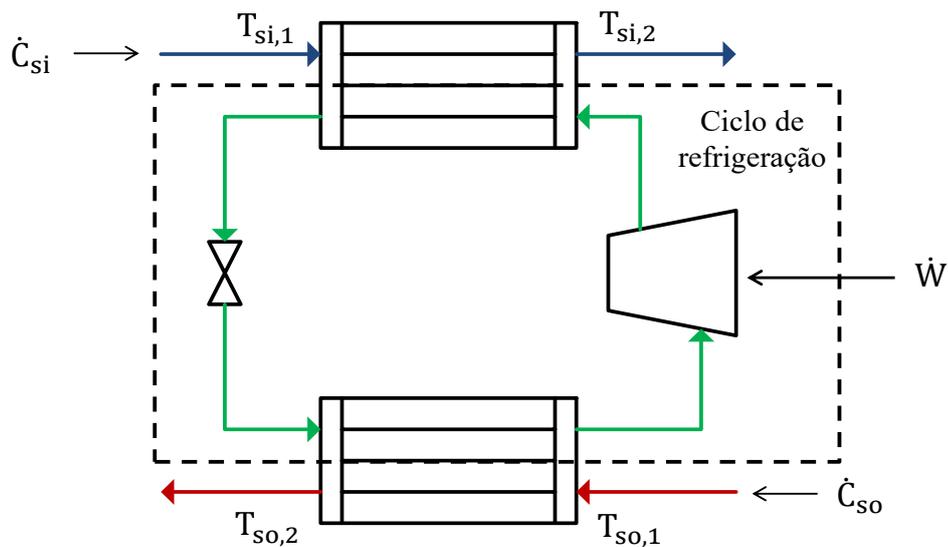


Figura 3.4 – Modelo dos trocadores de calor para resfriamento assistido, com ciclo de refrigeração por compressão mecânica



Em decorrência da Segunda Lei da Termodinâmica, é mandatório que $T_{so,2} < T_{si,1}$ e $T_{so,1} < T_{si,2}$, o que implica que as capacitâncias térmicas de ambas as correntes devam ser maiores que um valor mínimo, igual a $\dot{Q}/(T_{so,1} - T_{si,1})$. Outro aspecto relevante dos valores de capacitâncias e temperaturas incide sobre a comparabilidade das configurações. Na corrente quente, claramente, o resfriamento assistido e o resfriamento direto devem apresentar condições idênticas de temperaturas e capacitância; também, a temperatura de entrada do sumidouro de calor deve ser igual nas duas configurações. Porém, nas demais condições da corrente fria, surge um grau de liberdade, podendo se adotar o mesmo valor de capacitância térmica, $\dot{C}_{si} = \dot{C}_{si,0}$, ou o mesmo o valor de temperatura de saída, $T_{si,2} = T_{si,2,0}$. Ambas as condições serão exploradas na seção de resultados.

A potência consumida é calculada da mesma forma como na Eq. (3.2), para o resfriamento assistido e, novamente, é nula para o resfriamento direto. Isso se deve ao fato de

que as perdas de carga foram desconsideradas em todas as correntes, de modo que as respectivas potências de bombeamento são iguais a zero.

Para o cálculo das condutâncias térmicas totais, empregou-se o modelo efetividade-NTU aplicado a trocadores de calor em contracorrente ideais [13]. A partir das equações apresentadas na literatura, foram efetuadas manipulações entre as variáveis, a fim de que a formulação expressasse as particularidades do problema abordado. Na configuração de resfriamento direto, a condutância é expressa pela equação que segue,

$$UA_{T,0}^* = \frac{UA_{T,0} T_{si,1}}{\dot{Q}} = \frac{1}{\tau - 1} \frac{1}{\gamma_{so} - \gamma_{si,0}} \ln \left(\frac{1 - \gamma_{si,0}}{1 - \gamma_{so}} \right) \quad (3.13)$$

onde $\tau = T_{so,1}/T_{si,1}$, $\gamma_{so} = \dot{Q}/\dot{C}_{so}(T_{so,1} - T_{si,1})$ e $\gamma_{si,0} = \dot{Q}/\dot{C}_{si,0}(T_{so,1} - T_{si,1})$.

A mesma formulação foi empregada ao cenário de resfriamento assistido. Destaca-se que a corrente de fluido refrigerante foi considerada isotérmica, isto é, com capacitância térmica infinita, tendo em vista que no ciclo padrão de refrigeração a maior parte do calor é transferida durante mudança de fase [93]. Assim, a condutância térmica desse caso é dada por

$$UA_T^* = UA_{so}^* + UA_{si}^* \quad (3.14)$$

onde,

$$UA_{so}^* = \frac{UA_{so} T_{si,1}}{\dot{Q}} = -\frac{1}{\gamma_{so}(\tau - 1)} \ln \left(1 - \gamma_{so} \frac{\tau - 1}{\tau - \theta_i T_H/T_{si,1}} \right) \quad (3.15)$$

$$UA_{si}^* = \frac{UA_{si} T_{si,1}}{\dot{Q}} = -\frac{1}{\gamma_{si}(\tau - 1)} \ln \left(1 - \left[1 + \frac{1/\theta_i - 1}{\eta_{II}} \right] \gamma_{si} \frac{\tau - 1}{T_H/T_{si,1} - 1} \right) \quad (3.16)$$

Novamente, é visível a existência de uma distribuição ótima do inventário de trocadores de calor entre a fonte e o sumidouro de calor, a qual evidenciada matematicamente pelo efeito oposto que o termo $T_H/T_{si,1}$ causa nas Eq. (3.15) e (3.16). Sendo assim, igualando à zero a derivada parcial de UA_T^* em relação a $T_H/T_{si,1}$, chega-se às seguintes expressões para cálculo do $T_H/T_{si,1}$ ótimo,

$$\left(\frac{T_H}{T_{si,1}}\right)_{\text{opt}} = \frac{-a_1 + \sqrt{a_1^2 - 4a_2a_0}}{2a_2} \quad (3.17)$$

onde,

$$a_0 = 1 + \left(1 + \frac{1/\theta_i - 1}{\eta_{II}}\right) \left[(\tau - 1) \left(\gamma_{si} + \frac{\gamma_{so}\tau}{\theta_i}\right) - \frac{\tau^2}{\theta_i}\right] \quad (3.18)$$

$$a_1 = -2 + \left(1 + \frac{1/\theta_i - 1}{\eta_{II}}\right) [2\tau - (\tau - 1)(\gamma_{si} + \gamma_{so})] \quad (3.19)$$

$$a_2 = (1 - \theta_i) \left(1 - \frac{1}{\eta_{II}}\right) \quad (3.20)$$

Por fim, obtém-se a condutância ótima, $(UA_T^*)_{\text{opt}}$, retornando com as Eq. (3.15) – (3.20) na Eq. (3.14). A expressão resultante foi omitida por simplicidade e por não agregar à compreensão do problema em análise. Ainda, cabe pontuar dois casos particulares, quais sejam: (1) $T_L = T_H$, interpretado como a simples circulação do fluido refrigerante, sem geração de ΔT ; ou (2) $\eta_{II} = 1$, que representa o ciclo de Carnot. Em ambos, segue-se que $a_2 = 0$ e, conseqüentemente,

$$\left(\frac{T_H}{T_{si,1}}\right)_{\text{opt}} = -\frac{a_0}{a_1} \quad (3.21)$$

O equacionamento deste modelo foi verificado nos limites de capacitâncias térmicas infinitas, isto é $\gamma_{si}, \gamma_{so} \rightarrow 0$. Perceba-se que nos referidos limites das Eq. (3.15) e (3.16) há indeterminações do tipo $0/0$, as quais podem ser solucionadas com aplicação da regra de l'Hôpital, da seguinte maneira,

$$\lim_{\gamma_{so} \rightarrow 0} \left\{ -\frac{1}{\gamma_{so}(\tau - 1)} \ln \left(1 - \gamma_{so} \frac{\tau - 1}{\tau - \theta_i T_H / T_{si,1}} \right) \right\} = \frac{1}{\tau - \theta_i T_H / T_{si,1}}$$

$$\lim_{\gamma_{si} \rightarrow 0} \left\{ -\frac{1}{\gamma_{si}(\tau - 1)} \ln \left(1 - \left[1 + \frac{1/\theta_i - 1}{\eta_{II}} \right] \gamma_{si} \frac{\tau - 1}{T_H/T_{si,1} - 1} \right) \right\} = \frac{1 + (1/\theta_i - 1)/\eta_{II}}{T_H/T_{si} - 1}$$

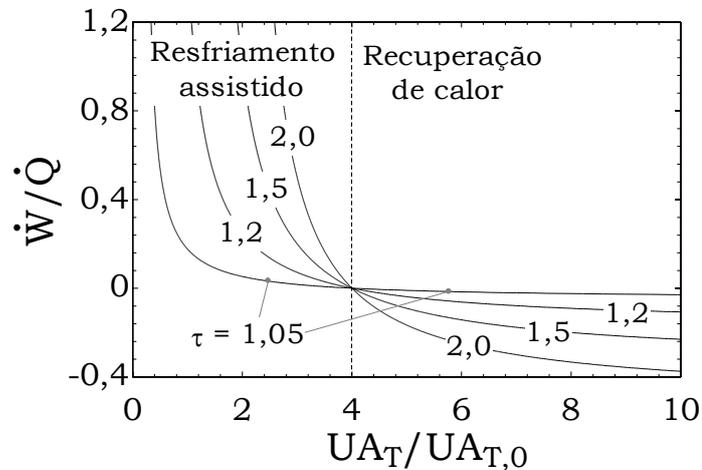
que são, justamente, os termos da Eq. (3.8). Da mesma forma, é possível examinar que, neste limite, a Eq. (3.17) se reduz à Eq. (3.12). O comportamento assintótico do modelo de capacitância finitas também foi verificado numericamente, com resultados apresentados na seção seguinte.

3.3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Em linhas gerais, os resultados deste capítulo são constituídos por soluções de compromisso entre a potência consumida ou gerada e a condutância térmica total ótima empregada no sistema. A rigor, são resultados de otimização multiobjetivo, representada por fronteiras de Pareto $UA_T^* \times \dot{W}/\dot{Q}$, em que se deseja o menor valor possível para ambas as variáveis [94]. Destaca-se que a solução ótima de fato – um ponto selecionado sobre a fronteira de Pareto – somente pode ser obtida ponderando as duas variáveis de interesse, por exemplo, por meio de considerações econômicas e imposição de restrições [17]. Esta etapa será abordada em capítulos posteriores.

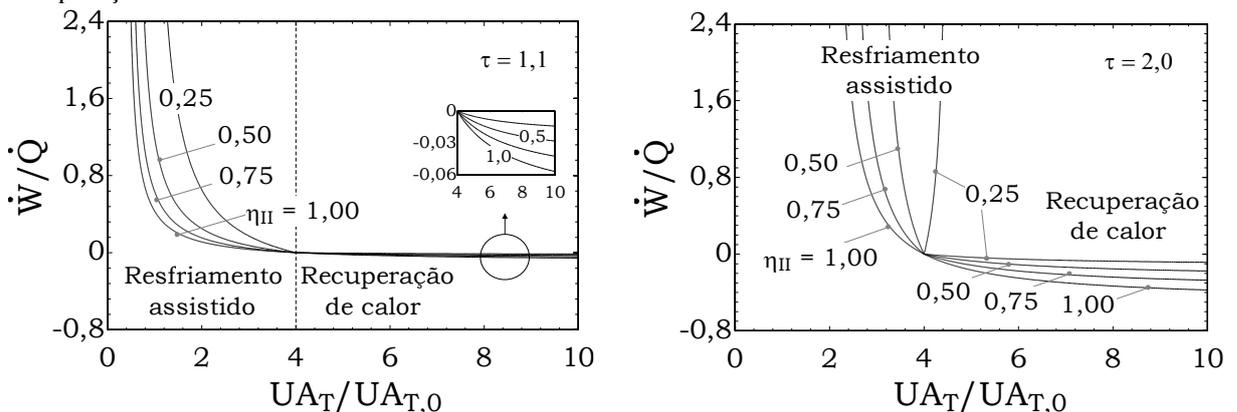
Avaliando, inicialmente, o modelo com capacitâncias infinitas, a Figura 3.5 exhibe resultados considerando ciclo de Carnot. Conforme observado, para dadas condições de fonte quente e fria, τ , e eficiência do ciclo termodinâmico, η_{II} , as temperaturas internas do ciclo, θ_i , são um grau de liberdade que impacta a potência e a condutância, em sentidos opostos. Constata-se, como esperado, que a recuperação de calor é mais adequada quanto mais alta a temperatura da fonte quente, ao passo que o resfriamento assistido é apropriado em se tratando de fontes de temperatura moderada a baixa. Vê-se também que, a depender das condições, o resfriamento assistido pode resultar em elevação da condutância térmica necessária. O ponto de intercessão entre todas as curvas, $UA_T/UA_{T,0} = 4$ e $\dot{W}/\dot{Q} = 0$, corresponde a $\theta_i = 1$, situação em que apenas são adicionados trocadores de calor, sem consequência no balanço energético do sistema.

Figura 3.5 – Desempenho das configurações de resfriamento assistido e recuperação de calor com capacidades térmicas infinitas e ciclo de Carnot



A Figura 3.6 expõe o efeito da eficiência de segunda lei nas soluções de compromisso. Obviamente, maiores eficiências são favoráveis ao desempenho do sistema, tanto para \dot{W}/\dot{Q} quanto para $UA_T/UA_{T,0}$. Fica evidente, também, a sensibilidade do comportamento do sistema com relação a η_{II} , capaz de determinar a viabilidade do sistema de resfriamento assistido. Ainda, é possível visualizar, novamente, que a recuperação de calor é pouco promissora para fontes de baixa temperatura, da mesma forma que o resfriamento assistido para altas temperaturas.

Figura 3.6 – Efeito da eficiência do ciclo no desempenho dos sistemas de resfriamento assistido e recuperação de calor



Assim, mapeiam-se as condições nas quais cada uma das configurações se mostra factível. Prossegue-se, calculando as condições mínimas necessárias de temperaturas dos

reservatórios e eficiência do ciclo, para obter valores de potência mecânica e de condutância térmica almejados. A Figura 3.7 e a Figura 3.8 ilustram essa avaliação para ambos os arranjos. Note-se que, a Figura 3.7 refere-se a valores máximos τ possíveis, enquanto a Figura 3.8 refere-se a valores mínimos requeridos.

Verifica-se que quanto maior a eficiência do ciclo empregado, mais ampla é a faixa de condições de temperatura em que a configuração é proveitosa. Em se tratando do resfriamento assistido, destaca-se que a condição extrema – isto é, a mais desfavorável possível – para atender ao requisito $UA_T/UA_{T,0} \leq 1$ é $\tau = 4/3$, o que, num exemplo em valores dimensionais, representa 400 K na fonte quente, considerando o sumidouro de calor a 300 K.

Figura 3.7 – Menor temperatura da fonte quente possível para obtenção do \dot{W}/\dot{Q} desejado na recuperação de calor

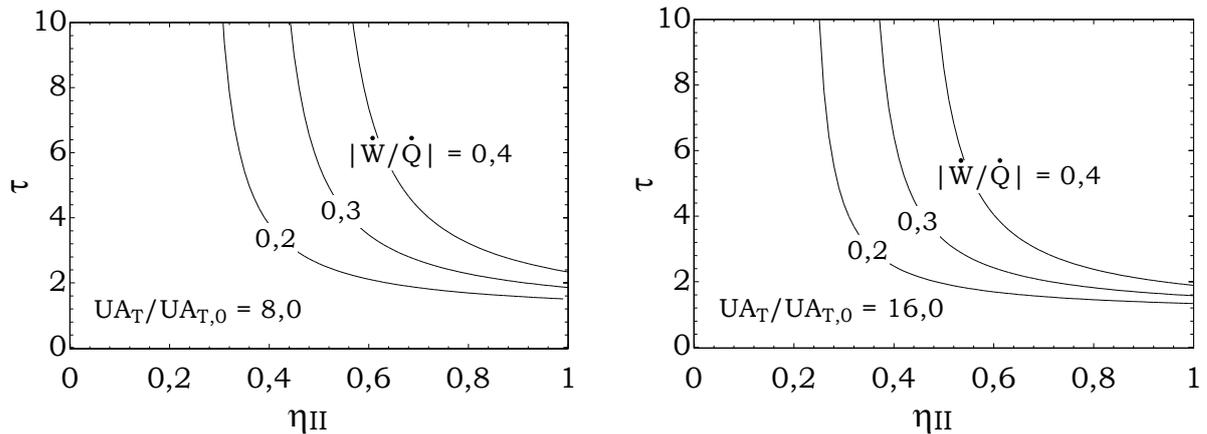
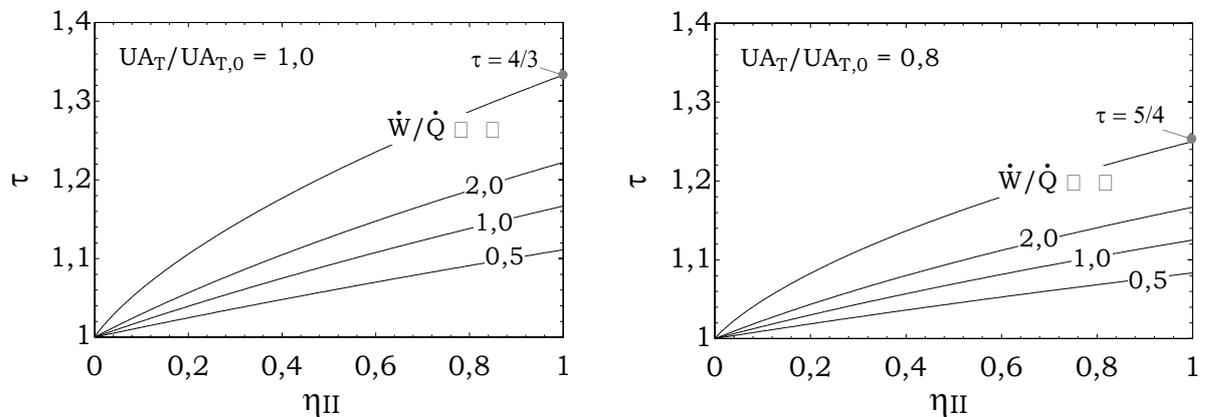
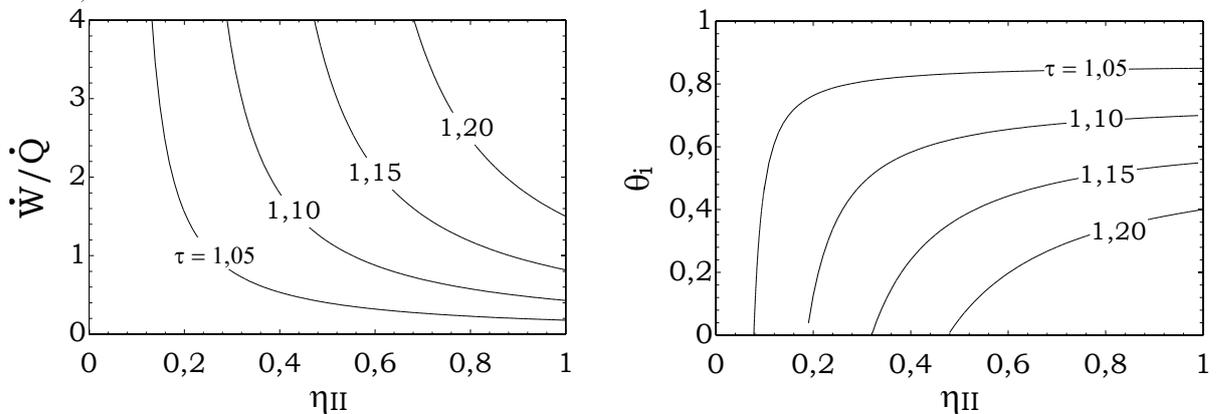


Figura 3.8 – Maior temperatura da fonte quente possível para obtenção do $UA_T/UA_{T,0}$ desejado no resfriamento assistido



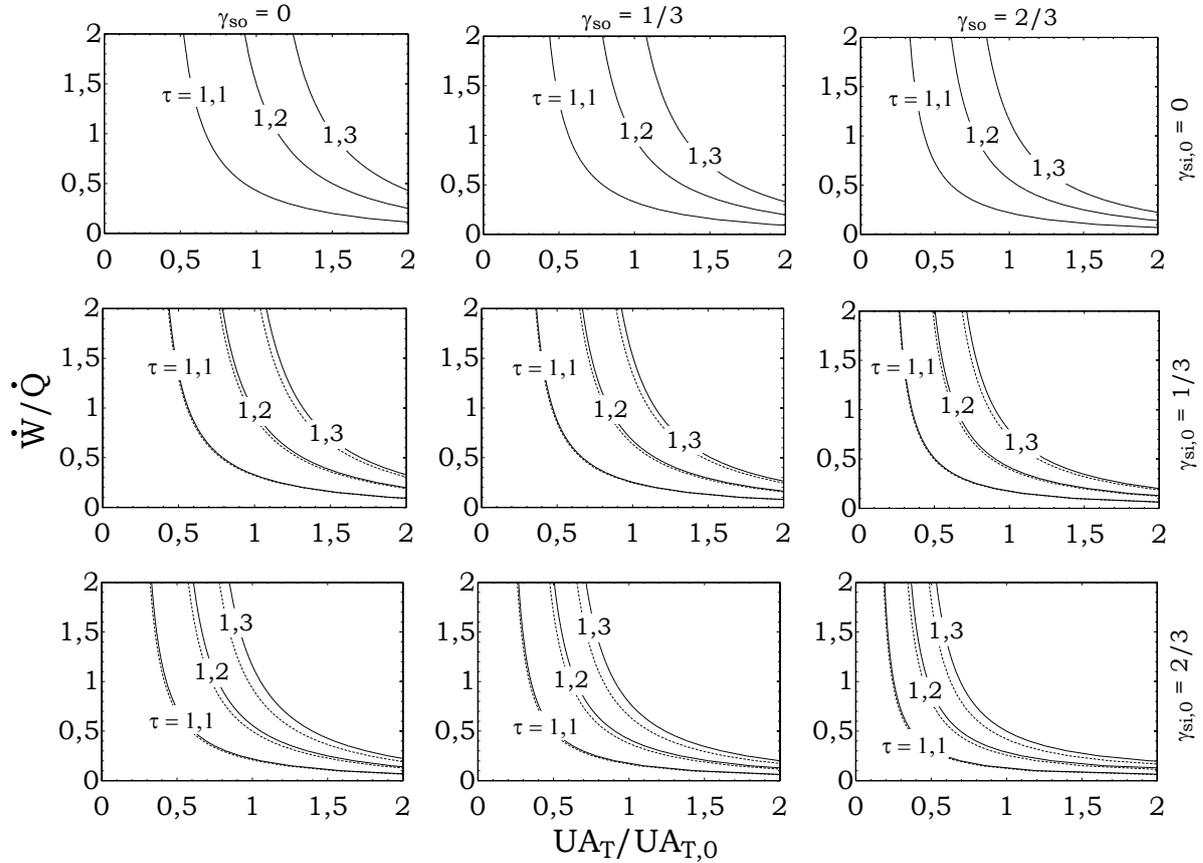
Finalizando os resultados do modelo com capacitâncias infinitas, a Figura 3.9 mostra a potência mecânica e a razão de temperatura interna do ciclo de refrigeração necessárias para resultar em $UA_T = UA_{T,0}$. À medida que a temperatura da fonte de calor aumenta, é necessário consumir maior potência mecânica e produzir uma maior diferença de temperatura interna para que a condição de UA seja alcançada. O mesmo fato infere-se quando a eficiência de segunda lei ciclo empregado cai.

Figura 3.9 – Potência consumida e diferença de temperatura do ciclo necessárias para obtenção de $UA_T = UA_{T,0}$ no resfriamento assistido



A seguir, são expostos e discutidos os resultados do modelo com capacitâncias finitas, com enfoque no sistema de resfriamento assistido. A Figura 3.10 apresenta as fronteiras de Pareto $UA_T/UA_{T,0} \times \dot{W}/\dot{Q}$, tomando-se diferentes condições das correntes térmicas, considerando ciclo de refrigeração reversível e atendendo ao critério $\dot{C}_{si} = \dot{C}_{si,0}$ e de $T_{si,2} = T_{si,2,0}$. Verifica-se que quanto menores as capacitâncias térmicas do caso base (maiores valores do adimensional γ), maior o potencial para redução do inventário de trocadores de calor em se utilizando o resfriamento assistido. Esse fato ocorre porque pequenas capacitâncias no resfriamento direto acarretam pequenas diferenças de temperatura e, portanto, alto $UA_{T,0}$ do trocador de calor. É pertinente notar que $\gamma = 0$ corresponde aos casos anteriores de correntes com capacitâncias térmicas infinitas, apresentando resultados idênticos, portanto.

Figura 3.10 – Desempenho do resfriamento assistido com capacitâncias térmicas finitas, ciclo de Carnot e atendendo a $\dot{C}_{si} = \dot{C}_{si,0}$ (—) e $T_{si} = T_{si,2,0}$ (-----)



A respeito das particularidades entre as condições de $\dot{C}_{si} = \dot{C}_{si,0}$ e de $T_{si,2} = T_{si,2,0}$, observa-se que as alterações entre as fronteiras de Pareto, contidas na Figuras 3.9, são pouco significativas. A principal diferença entre os dois casos é que ao se fixar a capacitância, a temperatura de saída do sumidouro será maior, e vice-versa. É possível quantificar essa relação por meio do balanço de energia do trocador de calor, donde se conclui que o aumento da temperatura observado ou o aumento da capacitância necessário é diretamente proporcional à potência consumida, conforme expressão que segue,

$$\frac{\dot{C}_{si}}{\dot{C}_{si,0}} \frac{T_{si,2} - T_{si,1}}{T_{si,2,0} - T_{si,1}} = 1 + \frac{\dot{W}}{\dot{Q}} \quad (3.22)$$

A partir do exposto, optou-se por avaliar apenas o critério de $T_{si,2} = T_{si,2,0}$ nas análises seguintes, que é uma condição mais próxima ao caso concreto da aplicação do sistema de resfriamento assistido, estudada nos capítulos posteriores. A Figura 3.11 exhibe os resultados de

potência necessária para assegurar $UA_T/UA_{T,0} = 1$ e a Figura 3.12, a magnitude da alteração da condutância total dos trocadores de calor ao se empregar $\dot{W}/\dot{Q} = 1$. Em ambas, adotam-se diferentes condições das correntes térmicas e eficiência de ciclo. Comprova-se novamente ser factível o uso do resfriamento assistido, desde que as condições da carga térmica e eficiência do ciclo sejam adequadas. Nota-se que tais condições são mais flexíveis em se tratando de menores capacitâncias envolvidas.

Figura 3.11 – Potência consumida necessária para se obter $UA_T = UA_{T,0}$, em função da eficiência do ciclo, para a configuração de resfriamento assistido

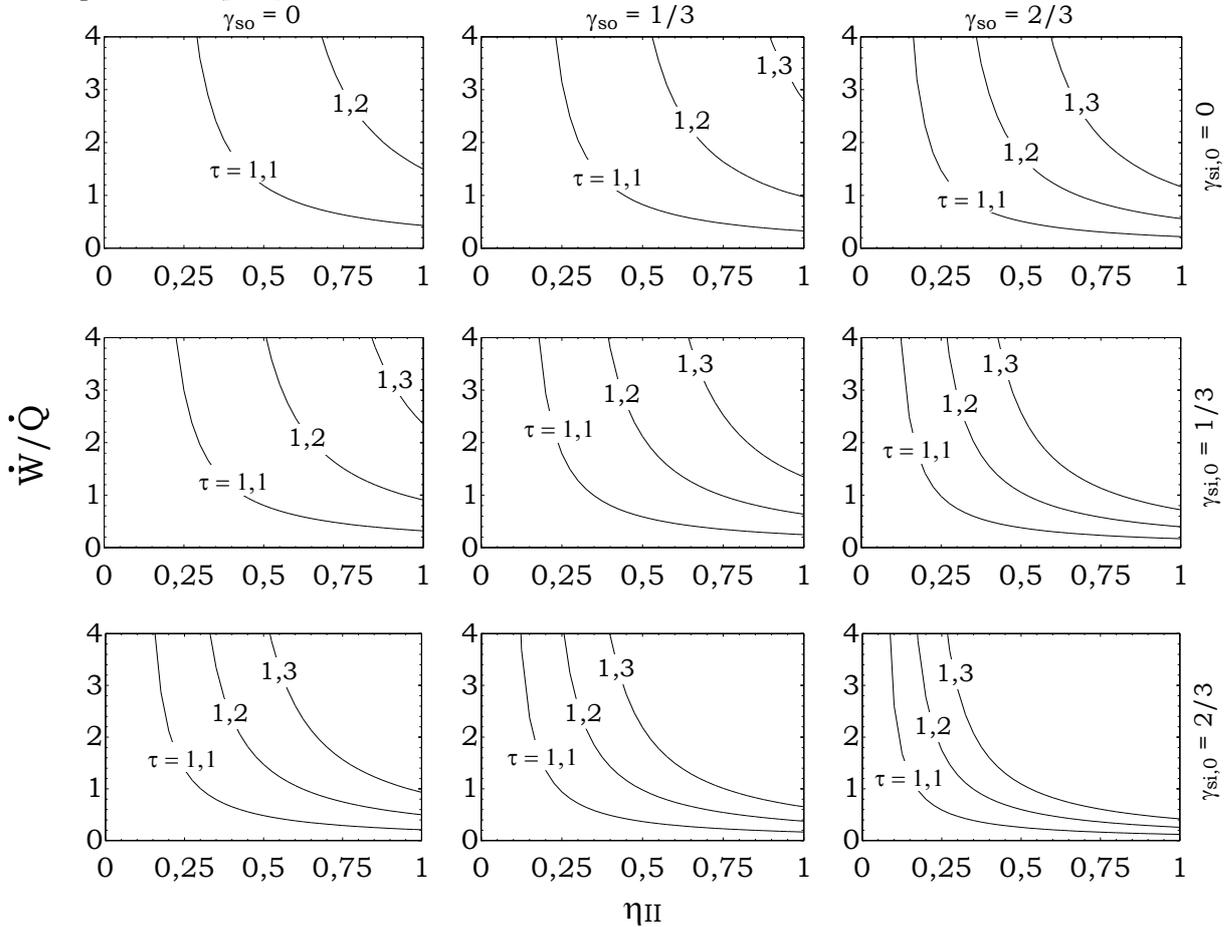
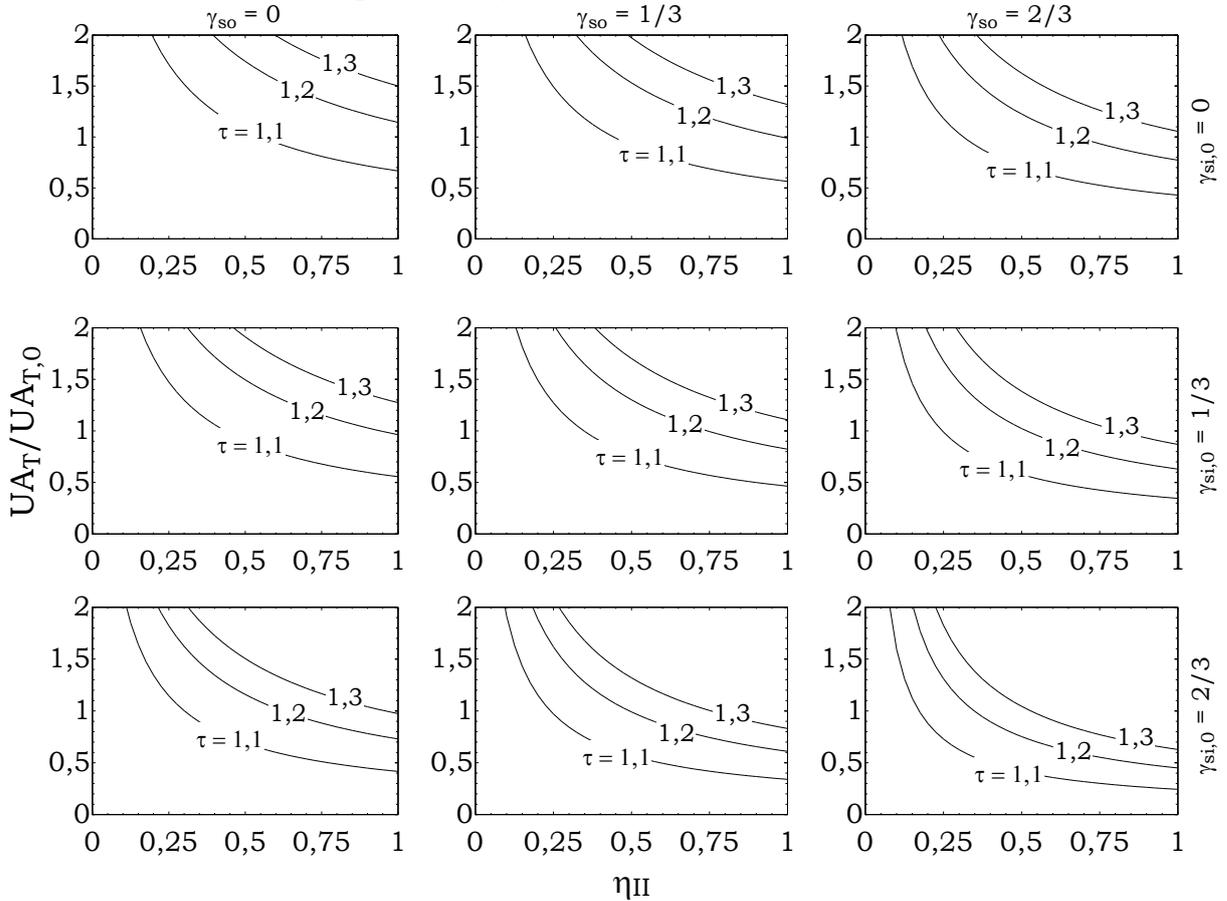


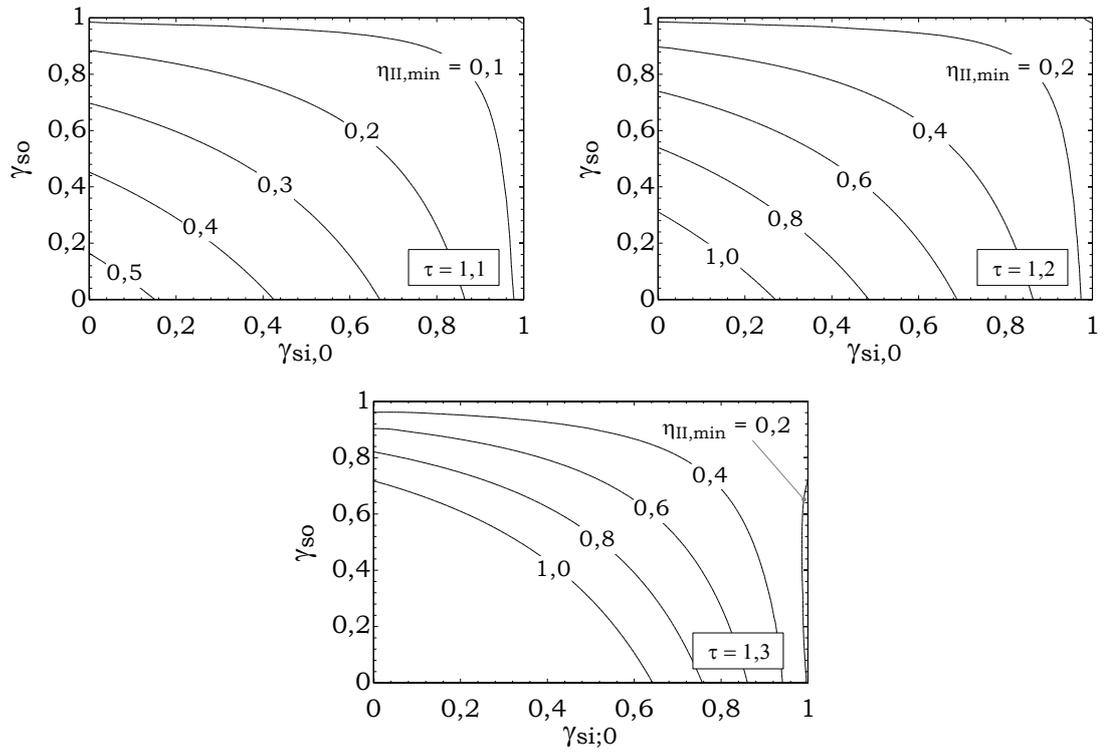
Figura 3.12 – Alteração na condutância global dos trocadores de calor ao se empregar $\dot{W}/\dot{Q} = 1$, em função da eficiência do ciclo, para a configuração de resfriamento assistido



A combinação das curvas da Figura 3.11 e da Figura 3.12 permite obter as condições do sistema (capacitâncias térmicas, temperaturas e eficiência do ciclo) em que se obtém, simultaneamente, $UA_T/UA_{T,0}$ e \dot{W}/\dot{Q} unitários. Assim, finalizando os resultados desta modelagem, a Figura 3.13 mostra a mínima eficiência de segunda lei do ciclo de refrigeração para que o critério citado seja atingido. Verifica-se que, com menores capacitâncias, se exigem menores eficiências do ciclo, tornando o resfriamento assistido mais factível. Da mesma forma, como observado anteriormente, ocorre com a temperatura da corrente quente. A saber, em plantas localizadas no Brasil [66], tem-se tipicamente $T_{si,1} = 300$ K, $T_{si,2} = 313$ K, $T_{so,1} = 328$ K e $T_{so,2} = 308$ K, o que resulta nos parâmetros adimensionais $\tau = 1,093$, $\gamma_{so} = 0,71$ e $\gamma_{si,0} = 0,46$, condição na qual a mínima eficiência necessária é $\eta_{II,min} = 0,1895$; portanto, uma condição factível para a aplicação de resfriamento assistido. Ressalta-se que sob algumas condições, localizadas abaixo das curvas de $\eta_{II,min} = 1,0$, é impossível alcançar $\dot{W}/\dot{Q} = 1$ e

$UA_T/UA_{T,0} = 1$, isto é, seria necessário, hipoteticamente, um ciclo de refrigeração com eficiência superior à do ciclo de Carnot.

Figura 3.13 – Mínima eficiência de segunda lei do ciclo de refrigeração necessária para atingir $\dot{W}/\dot{Q} = 1$ e $UA_T/UA_{T,0} = 1$, com diferentes condições das correntes térmicas, para a configuração de resfriamento assistido



4 MODELO TERMODINÂMICO APLICADO AO RESFRIAMENTO DO TREM DE COMPRESSÃO

Com base nos resultados do Cap. 3, que confirma preliminarmente a potencialidade do resfriamento assistido, o presente capítulo dedica-se ao estudo desta estratégia aplicada aos trocadores de calor de um trem de compressão, com enfoque na compressão de CO₂. Emprega-se uma formulação termodinâmica para avaliar o comportamento do sistema de compressão sob diferentes condições, comparando-se o desempenho do resfriamento direto e do resfriamento assistido, isto é, auxiliado por sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Naturalmente, é verificada a existência de uma solução de compromisso entre a potência mecânica consumida e a condutância térmica global total requerida dos trocadores de calor.

Ressalta-se que o objetivo primário do resfriamento assistido não é, necessariamente, reduzir a temperatura do fluido ao longo do processo de compressão, implicando menor potência de compressão; mas sim, propiciar uma maior diferença de temperatura entre as correntes dos trocadores de calor, viabilizando a redução da condutância global necessária. Contudo, não é pertinente vetar, a priori, a possibilidade de redução destas temperaturas, a fim de explorar de forma mais completa as possíveis soluções ótimas do problema. Dessa forma, o sistema de resfriamento assistido é avaliado também com o objetivo de redução da potência requerida para o processo de compressão, em detrimento da potência necessária para alimentar o ciclo de refrigeração.

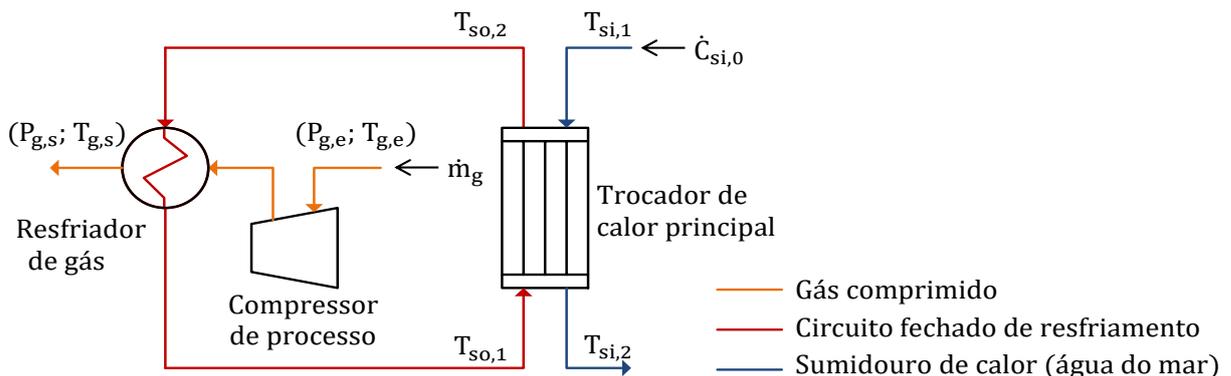
4.1 DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE COMPRESSÃO

Sistemas de compressão de gás estão presentes em diversas aplicações industriais, nas quais se necessita que uma vazão mássica de gás atinja dada pressão, seja com objetivo de transporte, armazenamento ou processamento químico [95]. Em plantas de processamento primário de petróleo e gás, os sistemas de compressão são empregados, majoritariamente, com as finalidades de (1) exportação do gás natural para os gasodutos [96], (2) elevação artificial (*gas lift*) [97] e (3) recuperação avançada de petróleo via reinjeção de gás [98].

A Figura 4.1 mostra um fluxograma simplificado típico de um sistema de compressão localizado em um FPSO [66]. Uma vazão mássica de gás, \dot{m}_g , provém de um processo de separação e tratamento com pressão $P_{g,e}$ e temperatura $T_{g,e}$, devendo ser levada à condição de

pressão $P_{g,s}$ e temperatura $T_{g,s}$, as quais são dependentes dos requisitos do processo. Devido ao aumento da temperatura do gás na etapa de compressão, faz-se necessária utilização de um trocador de calor (resfriador de gás, ou *aftercooler*) para redução desta temperatura. A corrente fria do resfriador de gás é suprida por um circuito fechado de água de resfriamento, que, por sua vez, é arrefecida por uma corrente de água do mar no trocador de calor principal da instalação. A alternativa de bombear diretamente a água do mar aos resfriadores de gás seria mais vantajosa do ponto de vista de troca térmica, mas preterida por outros aspectos técnicos e econômicos [99]. Note-se que o circuito fechado de resfriamento e o trocador de calor principal atendem também a outras cargas térmicas da unidade, que serão omitidas na modelagem, por simplicidade. As bombas para circulação da água de resfriamento e para captação da água do mar também foram ocultadas.

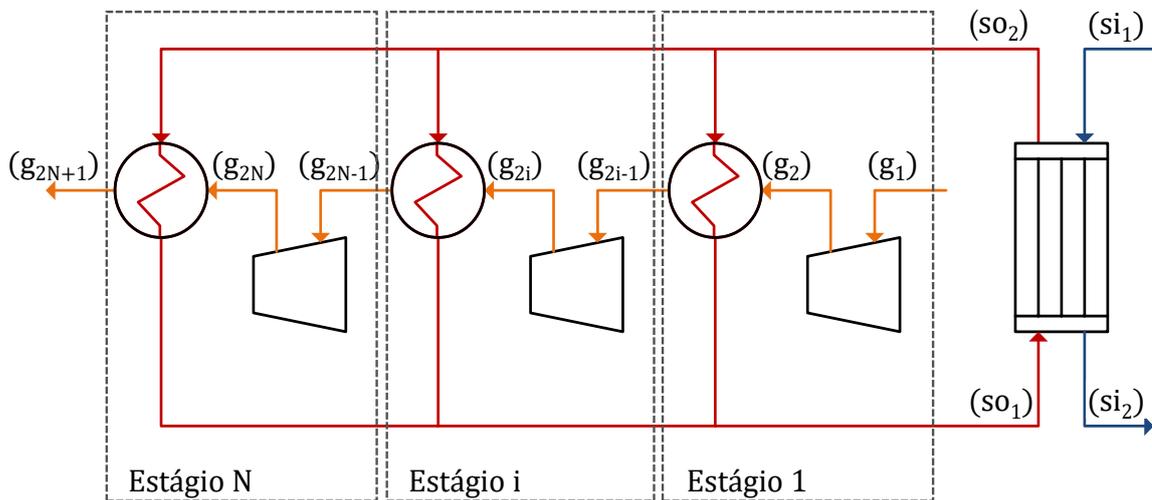
Figura 4.1 – Fluxograma simplificado do processo de compressão em uma planta de processamento primário de petróleo e gás offshore



As elevadas razões de compressão envolvidas, conseqüentemente altas temperaturas de descarga, tornam proibitiva a aplicação de um único compressor e resfriador de gás, devido a aspectos construtivos das máquinas e alta demanda de potência de compressão. Tipicamente, a máxima temperatura de descarga de um compressor centrífugo limita-se a 200 °C [100]. Por esta razão, é usual empregar vários compressores em série com resfriadores de gás

intermediários (*intercoolers*), denominados seções ou estágios de compressão². Assim, a Figura 4.2 mostra o modelo simplificado de um sistema de compressão com múltiplos estágios.

Figura 4.2 – Fluxograma simplificado de um trem de compressão com N estágios



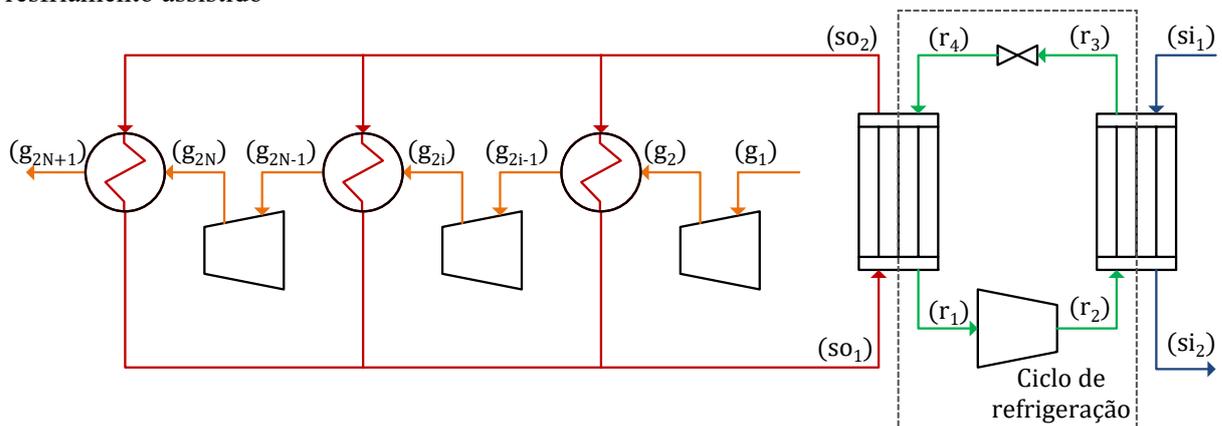
Cabe apontar que, em aplicações reais, o gás comprimido raramente é puro, mas sim constituído por uma mistura de vários componentes e, por esse motivo, são instalados vasos depuradores (*scrubbers*) na sucção de cada estágio, evitando que uma eventual fração condensada após o resfriamento seja admitida pelos compressores [101]. Os vasos depuradores não serão incluídos na modelagem, que considera a corrente gasosa como substância pura, e estão omitidos na Figura 4.2. Também, estão omitidas as máquinas acionadoras, linhas de recirculação, sistemas de controle de capacidade, válvulas e demais equipamentos periféricos.

Neste momento, é oportuno frisar a relação entre o resfriamento do trem de compressão e a análise apresentada no Cap. 3. Notadamente, a configuração de resfriamento da Figura 4.2, que é o estado da arte em plantas de processamento primário [102], se trata de resfriamento direto. O trocador de calor principal deste caso é, portanto, totalmente análogo ao trocador de calor da Figura 3.3, em que a fonte de calor é o circuito fechado de resfriamento e o sumidouro de calor é a corrente de água do mar. A inclusão substancial deste capítulo é, em resumo, a modelagem do comportamento da carga térmica, proveniente do processo de compressão.

² A rigor, a terminologia estágio de compressão refere-se a um impelidor, enquanto seção de compressão compreende o conjunto de um ou mais impelidores localizados entre os mesmos bocais de sucção e descarga. Portanto, nesta definição, o resfriamento do gás é sempre realizado entre seções de compressão [101]. No entanto, a denominação estágio (do inglês *stage*) é amplamente utilizada na literatura técnica para se referir a seção de compressão [103].

Tendo em vista essa analogia, decorre avaliar a possibilidade de adicionar ao trem de compressão um sistema de recuperação de calor para geração de potência ou um sistema de resfriamento assistido. Embasando-se nos resultados do Cap. 3, em razão das temperaturas envolvidas, infere-se ser mais apropriado o emprego de resfriamento assistido. Além disso, há fortes aspectos econômicos que motivam esta concepção: (1) o elevado custo do espaço no FPSO, aqui quantificado pela condutância global requerida [19] e (2) o custo da energia relativamente baixo, uma vez que é gerada a partir da queima do próprio gás produzido [20]. Sendo assim, a Figura 4.3 expõe o modelo de um trem de compressão de múltiplos estágios com emprego de resfriamento assistido por ciclo de compressão mecânica de vapor.

Figura 4.3 – Fluxograma simplificado de um trem de compressão com N estágios com emprego de resfriamento assistido



4.2 MODELAGEM

O equacionamento que descreve o comportamento do sistema é composto por balanços de massa e de energia em sistemas abertos, bem como modelos simples para os compressores e trocadores de calor. Conforme já exposto, o objetivo da modelagem compreende a construção de fronteiras de Pareto entre condutância térmica global total e potência consumida, acompanhadas de análises paramétricas. Foram desconsideradas as perdas de carga e as perdas térmicas para o ambiente em todos os trechos e, como já destacado, o fluido comprimido foi tratado como substância pura.

4.2.1 Compressores

A literatura de fundamentos de termodinâmica frequentemente apresenta a modelagem de compressores baseada na eficiência isentrópica [104], definida pela expressão que segue

$$\eta_s = \frac{w}{w_s} \quad (4.1)$$

onde w é o trabalho específico real consumido e w_s , o trabalho específico³ consumido num processo isentrópico, ambos considerando o mesmo estado termodinâmico na sucção e mesma pressão na descarga do compressor. Dessa forma, a entalpia específica e a temperatura na saída do compressor e o trabalho consumido são calculados pelas expressões,

$$h_2 = h_1 + \frac{h(P_2, s_1) - h_1}{\eta_s} \quad (4.2)$$

$$T_2 = T(h_2, P_2) \quad (4.3)$$

$$\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (4.4)$$

em que, h é a entalpia específica, P , a pressão absoluta, s , a entropia específica, T , a temperatura, \dot{m} , a vazão mássica comprimida e \dot{W} , a potência consumida na compressão. Ainda, os subscritos 1 e 2 referem-se à sucção e à descarga do compressor, respectivamente. Em se tratando de um gás ideal, as Eq. (4.2) a (4.4) podem ser escritas na forma

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{1}{\eta_s} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{R}{c_p^0}} - 1 \right] \quad (4.5)$$

³ Habitualmente, por razões históricas do desenvolvimento da tecnologia de máquinas de fluxo, a literatura de compressores refere ao trabalho específico como *head* [105]. Neste trabalho, adotou a denominação trabalho específico, por ser uma nomenclatura mais condizente com a abordagem termodinâmica.

$$\dot{W} = \dot{m} \frac{c_p^0}{R} \frac{1}{\eta_s} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{R}{c_p^0}} - 1 \right] \quad (4.6)$$

onde c_p^0 é o calor específico isobárico de gás ideal, assumido constante, e R é a constante do gás, isto é, a constante universal dos gases, R_u , dividida pela massa molecular do gás, MW .

Entretanto, a documentação técnica de fabricantes e a literatura especializada em turbomáquinas [105] costumam adotar a abordagem da eficiência politrópica, também preconizada pelas principais normas de testes de desempenho de compressores, ASME PTC-10 [106] e ISO 5389 [107]. O trabalho pioneiro de Schultz [108] define o processo politrópico a partir da derivada da entalpia específica em relação a pressão ao longo do caminho \mathcal{p} , tal que

$$\left(\frac{dh}{dP} \right)_{\mathcal{p}} = \frac{v(h, P)}{\eta_p} \quad (4.7)$$

onde v é o volume específico do fluido e η_p é uma constante definida como eficiência politrópica, segundo a seguinte expressão,

$$\eta_p = \frac{w_p}{w} \quad (4.8)$$

em que, por sua vez, w_p é o trabalho específico do processo politrópico, dado por

$$w_p = \int_{\mathcal{p}}^{P_2} v(h, P) dP \quad (4.9)$$

Assim, combinando as Eq. (4.7) a (4.9), pode-se obter trabalho específico real consumido no processo. Para um gás ideal, demonstra-se que o equacionamento do modelo politrópico é escrito como segue

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{R}{c_p^0 \eta_p}} \quad (4.10)$$

$$\dot{W} = \dot{m} \frac{c_p^0}{R} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{R}{c_p^0 \eta_p}} - 1 \right] \quad (4.11)$$

Agora, é pertinente avaliar a diferença entre as duas estratégias de modelagem, a partir das expressões direcionadas para gases ideais, por simplicidade. Note-se que, tomando compressores existentes, sempre é possível calcular tanto a eficiência politrópica quanto a eficiência isentrópica, e ambas serviriam como base de comparação independentes entre o desempenho de diferentes máquinas. Contudo, conforme enfatizam Dixon e Hall [105], quando se trata de extrapolar o comportamento do compressor para além das condições testadas (de razões de compressão, P_2/P_1 , temperatura de sucção, T_1 , e composição do gás, c_p^0 e MW) o modelo de eficiência politrópica é mais aderente. Dito de outra forma, para diferentes razões de compressão, os compressores tendem a preservar sua eficiência politrópica, mas não a eficiência isentrópica, o que torna a primeira uma base de comparação mais robusta. Justamente, por esse motivo tal modelo é, como já exposto, adotado majoritariamente na área de turbomáquinas.

A Figura 4.4 sumariza a comparação entre as duas abordagens, exibindo resultados de uma eficiência isentrópica equivalente de um processo modelado com base no caminho politrópico [105]. Verifica-se que, considerando dado compressor, a eficiência isentrópica cai à medida que cresce a razão de compressão e seria uma fonte significativa de erro tomá-la constante. Do ponto de vista físico, a diferença reside no fato de o modelo politrópico computar o efeito da variação da entalpia sobre o volume específico, o que resulta em volumes e temperaturas maiores ao longo do processo e, conseqüentemente, maior trabalho específico de compressão. A Figura 4.5 expõe essa variação de volume específico e de temperatura para ambos os modelos.

Figura 4.4 – Comparação entre eficiência isentrópica e eficiência politrópica, para gases ideais com calores específicos constantes

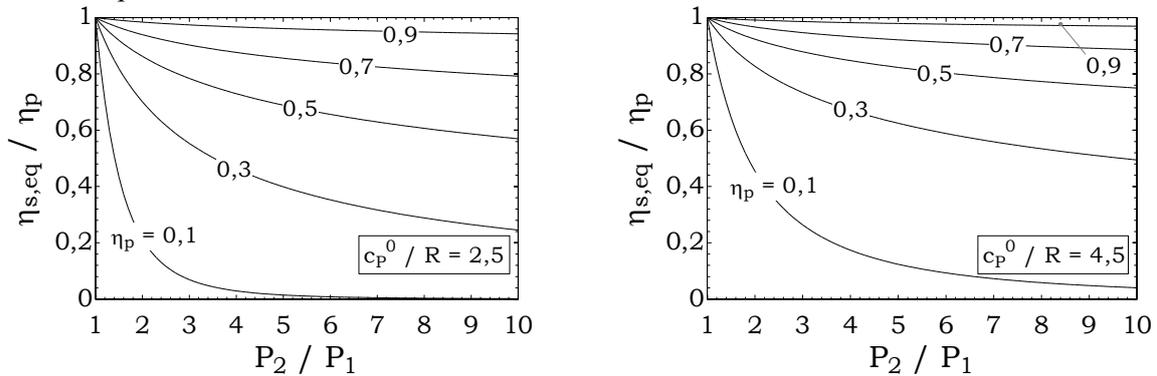
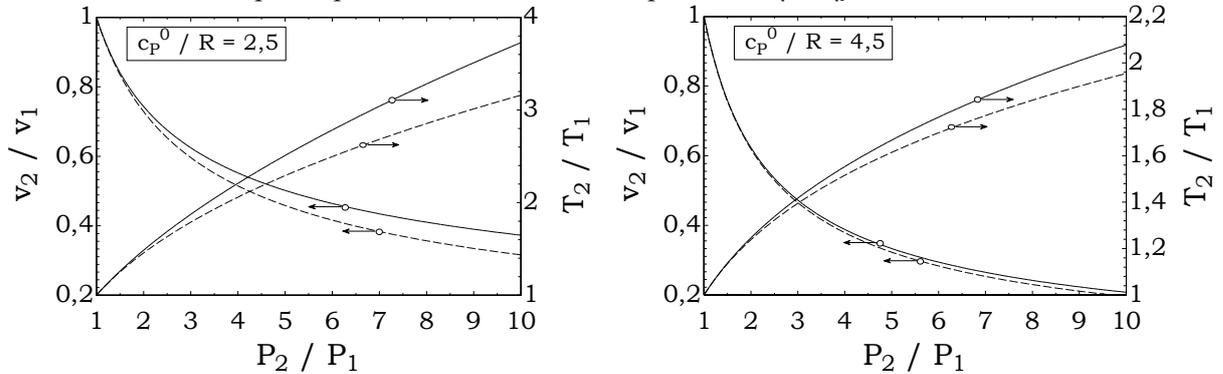


Figura 4.5 – Razões de temperatura e de volume específico em função da razão de compressão, no modelo de eficiência politrópica e de eficiência isentrópica, com $\eta_s = \eta_p = 0,7$



Pela motivação apresentada, optou-se por modelar os compressores de processo com base na eficiência politrópica. Porém, ainda um importante adendo deve ser feito a respeito dos efeitos de fluido real, essenciais para a correta representação do comportamento do CO_2 nas condições de pressão e temperatura abordadas.

Schultz [108] também elaborou uma metodologia para a inclusão desses efeitos de gás real, a qual é adotada e recomendada pela ASME PTC-10 [106] e ISO 5389 [107] sob algumas condições. O autor apresenta coeficientes, derivados a partir de relações termodinâmicas fundamentais aplicada a Eq. (4.7), que computam os desvios da idealidade, conforme segue

$$m = \frac{ZR}{c_p} \left(\frac{1}{\eta_p} - 1 + \beta T \right) \quad (4.12)$$

$$n = \frac{1}{k_T P - m \beta T} \quad (4.13)$$

onde Z é o fator compressibilidade, c_p , o calor específico isobárico, β , o coeficiente de expansão térmica e k_T , a compressibilidade isotérmica, cujas definições são as seguintes

$$Z = \frac{Pv}{RT} \quad (4.14)$$

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (4.15)$$

$$\beta = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \quad (4.16)$$

$$k_T = -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial P} \right)_T \quad (4.17)$$

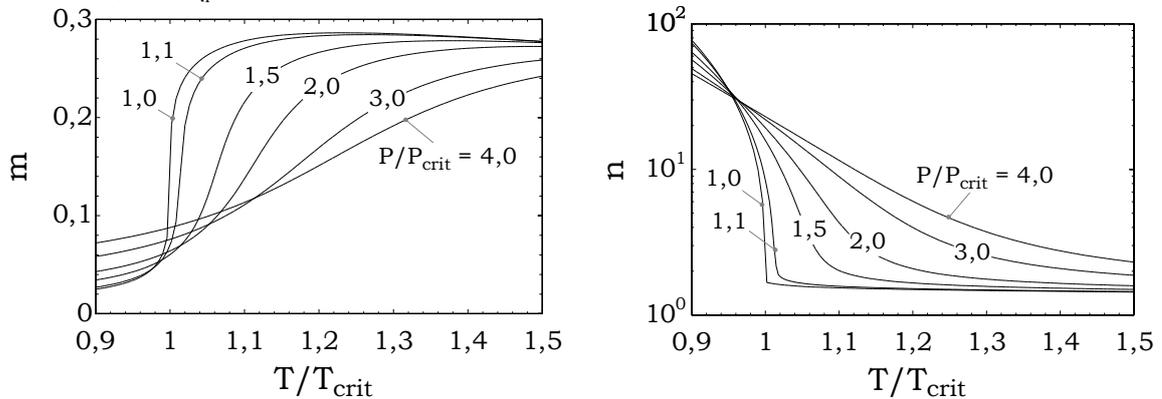
Tomando os coeficientes m e n como constantes ao longo do processo, a formulação de Schultz [108] permite calcular a temperatura de descarga do compressor e a potência consumida na compressão, resolvendo equações diferenciais de variáveis separáveis, de modo que,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^m \quad (4.18)$$

$$\dot{W} = \dot{m} \frac{1}{\eta_p} \frac{n}{n-1} Z_1 R T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (4.19)$$

Contudo, a região termodinâmica a que este trabalho se dedica experimenta significativas variações de m e n , como ilustrado pela Figura 4.6, tornando inviável o emprego das Eq. (4.18) e (4.19). Com efeito, são grandes as variações dos coeficientes m e n na vizinhança do ponto crítico, haja vista as conhecidas variações de c_p , β e k_T nesta região.

Figura 4.6 – Variação dos coeficientes m e n de Schultz para o dióxido de carbono na vizinhança do ponto crítico, com $\eta_p = 0,7$



Visando contornar esse problema, Huntington [109] propõe que a Eq. (4.7) seja resolvida numericamente, discretizando o processo politrópico em κ passos, chamados *small stages*. Note-se que, em se tratando de uma eficiência politrópica conhecida, a solução é direta; enquanto, para calcular a eficiência politrópica a partir de condições medidas de um compressor testado, é necessário proceder iterativamente. O trabalho de Huntington é utilizado pela ISO 5389 [107] como referência para grandes variações de propriedades termodinâmicas e foi a metodologia adotada neste trabalho.

Evans [110] recomenda que a referida discretização seja realizada em passos de mesma razão de compressão, ao invés de mesma diferença de pressão, para maior robustez do procedimento numérico. Assim, é pertinente fazer $P = P_1 (P_2/P_1)^\xi$, onde, ξ é uma variável adimensional que representa o caminho termodinâmico do processo, de modo que a Eq. (4.7) pode ser escrita na forma

$$\left(\frac{dh}{d\xi}\right)_p = \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) P_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^\xi \frac{v(h, \xi)}{\eta_p} \quad (4.20)$$

Por fim, para o procedimento numérico realizado, convém escrever a Eq. (4.20) na forma de uma equação integral e resolvê-la numericamente. A partir daí, calcula-se a entalpia específica na saída do compressor, a temperatura de descarga e a potência consumida no processo de compressão, como segue,

$$h_2 = h_1 + \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) P_1 \int_0^1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^\xi \frac{v(h_2, \xi)}{\eta_P} d\xi \quad (4.21)$$

$$T_2 = T(P_2, h_2) \quad (4.22)$$

$$\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (4.23)$$

A resolução da Eq. (4.21) foi efetuada no software EES [111], do qual também se utilizou a base de dados para cálculo das propriedades termodinâmicas. Atente-se que a Eq. (4.21) é equação integral e implícita em relação a entalpia específica, que está presente do lado esquerdo da equação e no integrando.

A Figura 4.7 expõe a convergência do método de Huntington [109] implementado e a Figura 4.8, o desvio do trabalho específico de processos de compressão, comparando os procedimentos de Schultz [108] e de Huntington [109]. Ambas as figuras tratam do CO₂ na região supercrítica, especialmente, em processos que atravessam a isocórica crítica, denominada curva de Widom [112], onde ocorrem as mais intensas variações de propriedades. Ressalta-se o grande desvio entre os modelos na região do ponto crítico e, sobretudo, para elevadas razões de compressão, em que o modelo de Schultz chega a subestimar o trabalho específico em 70%. Ainda, a Tabela 4.1 expõe a verificação dos valores obtidos na presente modelagem frente aos resultados de Sandberg e Colby [113], por meio do trabalho específico politrópico correspondente a algumas condições selecionadas. Os maiores desvios, em valores absolutos, encontrados foram de -0,12% e se referem à compressão de s-CO₂.

Figura 4.7 – Convergência da solução da Eq. (4.21), avaliada pela eficiência isentrópica equivalente de um processo de compressão iniciado no ponto crítico

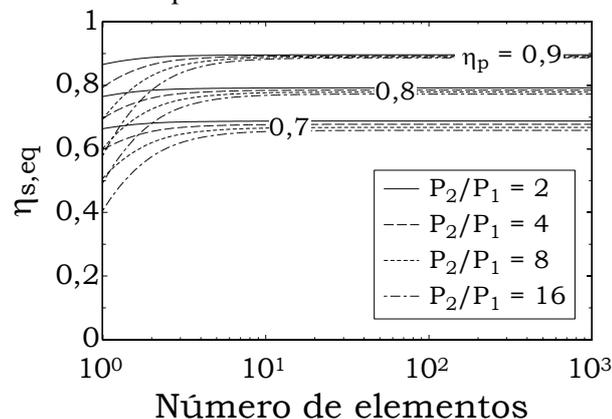


Figura 4.8 – Desvio percentual do trabalho específico de compressão a partir da isocórica crítica calculado pelo modelo de Schultz e pelo modelo de Huntington

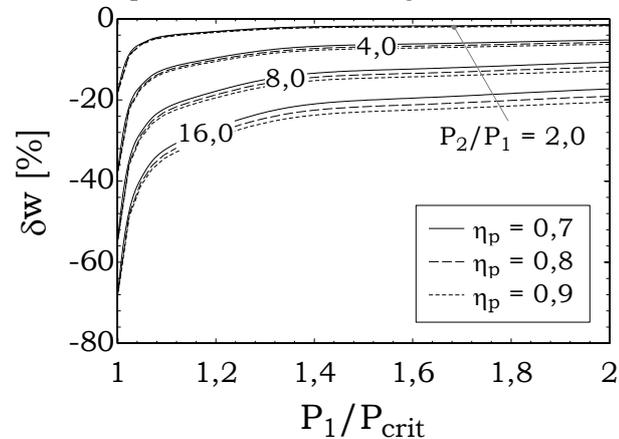


Tabela 4.1 – Verificação dos resultados do modelo utilizado neste trabalho em relação aos apresentados por Sandberg e Colby [113]

Gás	Condições				w_p [kJ/kg]		Desvio
	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]	T_1 [K]	T_2 [K]	Sandberg e Colby (2013)	Este trabalho	
Metano	6895	13039	310,9	371,7	104,04	104,02	-0,02%
Metano	6895	15104	310,9	386,7	131,53	131,49	-0,02%
Metano	6895	16247	310,9	394,2	145,74	145,70	-0,02%
Metano	20684	38587	310,9	363,4	104,04	103,98	-0,06%
Metano	20684	43996	310,9	375,2	131,53	131,51	-0,02%
Metano	20684	46890	310,9	381,0	145,74	145,66	-0,06%
Dióxido de carbono	6895	47739	310,9	481,7	104,09	103,98	-0,10%
Dióxido de carbono	6895	63586	310,9	510,9	131,61	131,44	-0,12%
Dióxido de carbono	6895	72345	310,9	524,6	145,83	145,66	-0,12%

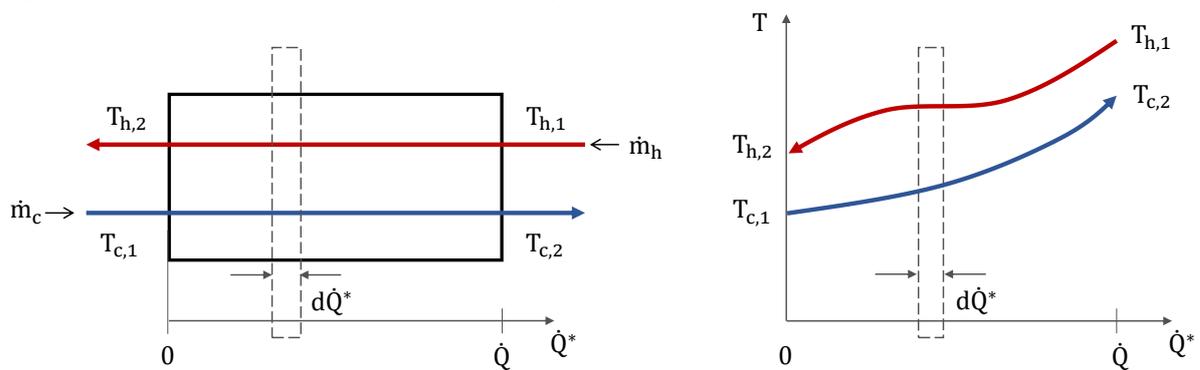
4.2.2 Trocadores de calor

A finalidade da modelagem dos trocadores de calor é calcular o valor da condutância térmica global necessária que resulta nas condições de temperaturas e vazões desejadas. O ponto de partida da formulação é um trocador de calor em contracorrente com perdas térmicas para o ambiente e perdas de carga desprezíveis em ambas as correntes.

A Figura 4.9 ilustra genericamente o trocador de calor modelado com seu respectivo diagrama temperatura x potência térmica, $T - \dot{Q}$. A corrente quente adentra o trocador de calor

com vazão mássica \dot{m}_h e temperatura $T_{h,1}$ e, após ceder a potência térmica \dot{Q} , sai com temperatura $T_{h,2}$. Da mesma forma, na outra extremidade, entra a vazão mássica da corrente fria \dot{m}_c com temperatura $T_{c,1}$, saindo com temperatura $T_{c,2}$. As pressões P_h , da corrente quente, e P_c , da corrente fria, se mantêm constantes. No diagrama $T - \dot{Q}$, observa-se que \dot{Q}^* é, de fato, a abscissa e \dot{Q} é a potência térmica total trocada, sendo uma importante distinção para o equacionamento posterior.

Figura 4.9 – Modelo do trocador de calor e diagrama $T - \dot{Q}$



Uma vez que as correntes térmicas possam ter calores específicos variáveis, não é adequado empregar o modelo da diferença logarítmica de temperatura ou da efetividade-NTU, os quais consideram correntes de capacitância térmica constante [13]. Para computar os efeitos de variação de propriedades, Nellis e Klein [16] recomendam seccionar o trocador de calor em κ “sub-trocadores” de mesma potência térmica \dot{Q}/κ e aplicar um dos modelos supracitados a cada uma das seções, calculando a condutância térmica dos sub-trocadores. De modo semelhante, Domanski e McLinden [114] também realizam a divisão do trocador de calor, contudo calculam a condutância de cada seção apenas dividindo a potência térmica pela diferença de temperatura local.

Para uma melhor adequação à estratégia de solução do software EES [111], utilizado nas simulações, apresenta-se uma formulação generalizada com base na proposta da ref. [114]. Assim, são revisitadas a equação de conservação da energia e da troca térmica entre as correntes, na forma diferencial, tal que,

$$d\dot{Q}^* = \dot{m}_h dh_h = \dot{m}_c dh_c \quad (4.24)$$

$$d\dot{Q}^* = U[T_h(\dot{Q}^*) - T_c(\dot{Q}^*)]dA \quad (4.25)$$

onde h_h é a entalpia específica do fluido quente, h_c , a entalpia específica do fluido frio, U , o coeficiente de transferência de calor e A , a área de troca de térmica. Ao se integrar a Eq. (4.24) chega-se às seguintes expressões

$$\dot{Q} = \dot{m}_h(h_{h,1} - h_{h,2}) = \dot{m}_c(h_{c,2} - h_{c,1}) \quad (4.26)$$

$$h_h = h_{h,2} + (h_{h,1} - h_{h,2})\xi \quad (4.27)$$

$$h_c = h_{c,1} + (h_{c,2} - h_{c,1})\xi \quad (4.28)$$

em que $\xi = \dot{Q}^*/\dot{Q}$ é um adimensional interpretado como o caminho do processo termodinâmico, tal que $0 \leq \xi \leq 1$.

Dispondo-se das Eq. (4.27) e (4.28), é possível obter os perfis de temperatura $T_h(\xi) = T(P_h, h_h)$ e $T_c(\xi) = T(P_c, h_c)$ diretamente das bases de propriedades de termodinâmicas do EES. Assim, retornando com esses perfis e com a definição de ξ na Eq. (4.25) e integrando-a, calcula-se a condutância térmica global do trocador de calor, UA , da forma que segue

$$UA = \int_0^A U dA^* = \int_0^{\dot{Q}} \frac{d\dot{Q}^*}{T_h(\dot{Q}^*) - T_c(\dot{Q}^*)} \quad (4.29)$$

$$UA = \dot{Q} \int_0^1 \frac{d\xi}{T_h(\xi) - T_c(\xi)} \quad (4.30)$$

Pode-se demonstrar que as formulações de Nellis e Klein [16] e de Domanski e McLinden [114] consistem em casos particulares da Eq. (4.30) resolvida numericamente. O primeiro integra analiticamente κ *splines* lineares da função $T_h(\xi) - T_c(\xi)$, enquanto o segundo

resolve numericamente a integral pelo método do ponto médio. O EES emprega o método de Heun para efetuar a solução numérica da integral [111].

Ainda a respeito da Eq. (4.30), cabe destacar que o caso particular de capacidades térmicas constantes converge no modelo da diferença logarítmica de temperatura. Observando que, para esta situação, tem-se $T_h(\xi) - T_c(\xi) = (T_{h,2} - T_{c,1})(1 - \xi) + (T_{h,1} - T_{c,2})\xi$, logo,

$$\int_0^1 \frac{d\xi}{T_h(\xi) - T_c(\xi)} = \frac{\ln\left(\frac{T_{h,2} - T_{c,1}}{T_{h,1} - T_{c,2}}\right)}{(T_{h,2} - T_{c,1}) - (T_{h,1} - T_{c,2})} = \frac{1}{\Delta T_{LM}} \quad (4.31)$$

$$UA = \dot{Q}/\Delta T_{LM} \quad (4.32)$$

Com base nessa constatação, infere-se que a Eq. (4.30) – consequentemente, também os desenvolvimentos de Nellis e Klein [16] e de Domanski e McLinden [114] – trata-se de uma generalização da diferença logarítmica de temperatura. Assim, é plausível expandir o conceito de ΔT_{LM} para o caso com capacidades variáveis, definindo a diferença de temperatura ΔT_{HM} , isto é, a média harmônica da diferença de temperatura entre as correntes quente e fria, na forma,

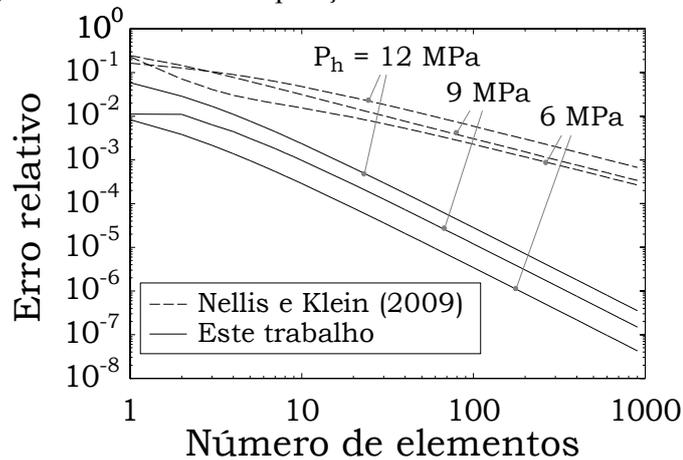
$$\frac{1}{\Delta T_{HM}} = \frac{UA}{\dot{Q}} = \int_0^1 \frac{d\xi}{T_h(\xi) - T_c(\xi)} \quad (4.33)$$

Embora a definição apresentada pela Eq. (4.33) não seja propriamente necessária para a modelagem do trocador de calor, acredita-se que forneça uma boa compreensão sobre a natureza do modelo. Primeiro, permite-se concluir que a formulação empregada não é, rigorosamente, uma modelagem distinta da diferença logarítmica de temperatura, mas somente uma generalização. Além disso, constata-se que a condutância do trocador é função, apenas, da potência térmica e da média harmônica da diferença de temperatura entre as correntes, donde se conclui que o resultado é consequência exclusiva da termodinâmica do problema.

A Figura 4.10 expõe a convergência do método empregado e a comparação com os resultados do procedimento de Nellis e Klein [16], considerando a corrente quente como CO_2 resfriado de $T_{h,1} = 333 \text{ K}$ a $T_{h,2} = 303 \text{ K}$, sob diversas pressões, e a corrente fria como água

entrando a $T_{c,1} = 293$ K e saindo a $T_{c,2} = 313$ K. Note-se que a rotina utilizada no presente trabalho se revelou computacionalmente mais robusta.

Figura 4.10 – Convergência do modelo e comparação os com resultados de Nellis e Klein [16]



Adicionalmente, confrontou-se a modelagem do trocador de calor apresentada com os resultados de Guo [115], que calculou a condutância global segundo Nellis e Klein [16]. O autor considerou um trocador de calor com CO_2 em ambas as correntes, com as seguintes condições: $\dot{m}_h = 0,8$ kg/s, $T_{h,1} = 180$ °C, $T_{h,2} = 85$ °C, $P_c = 20$ MPa e $T_{c,2} = 175$ °C. A vazão mássica do lado frio e a pressão do lado quente foram variadas. A verificação dos resultados é exibida pela Tabela 4.2, em que se observa o maior desvio de percentual, em valor absoluto, de -0,35%.

Tabela 4.2 – Verificação dos resultados do modelo utilizado neste trabalho em relação aos apresentados por Guo [115]

Condições		UA [kW/K]		Desvio
P [kPa]	\dot{m}_c [kg/s]	Guo (2016)	Este trabalho	
7400	0,4	5,70	5,69	-0,16%
7400	0,45	7,74	7,74	0,01%
7400	0,5	12,14	12,17	0,26%
8000	0,4	5,62	5,60	-0,35%
8000	0,45	7,48	7,49	0,09%
8000	0,5	11,10	11,12	0,20%
8500	0,4	5,54	5,53	-0,23%
8500	0,45	7,30	7,30	0,12%
8500	0,5	10,48	10,49	0,05%

4.2.3 Acoplamento das equações

Retornando aos fluxogramas das Figura 4.2 e Figura 4.3, aplicam-se os equacionamentos dos modelos de compressor e de trocador de calor para simular o sistema completo, com a finalidade de calcular a potência total consumida, \dot{W}_T , e a condutância térmica global total, UA_T .

Primeiramente, atenta-se aos N estágios do trem de compressão, em que as condições de entrada $T_{g,1}, P_{g,1}$, de saída $T_{g,2N+1}, P_{g,2N+1}$ e vazão mássica \dot{m}_g são conhecidas. Contudo, a priori, são desconhecidas as pressões e temperaturas entre os estágios, isto é, $T_{g,2i+1}$ e $P_{g,2i+1}$ com $i = 1 \dots (N - 1)$. Tipicamente, os trens de compressão são dimensionados considerando igual razão de compressão para cada estágio e igual temperatura de saída dos resfriadores de gás [31, 109], de modo que,

$$P_{g,2i+1} = P_{g,2i} = P_{g,2i-1} \left(\frac{P_{g,2N+1}}{P_{g,1}} \right)^{1/N} \quad (4.34)$$

$$T_{g,2i+1} = T_{g,int} \quad (4.35)$$

$$h_{g,2i+1} = h_g(T_{g,2i+1}, P_{g,2i+1}) \quad (4.36)$$

onde, $T_{g,int}$ é a temperatura de saída dos *intercoolers*, por ora, um grau de liberdade no dimensionamento do sistema. Uma vez determinados o estado termodinâmico na sucção dos compressores e a razão de compressão de cada estágio, é possível calcular as potências consumidas e as temperaturas de descarga, fazendo uso das Eq. (4.21) a (4.23), como segue,

$$h_{g,2i} = h_{g,2i-1} + \ln \left(\frac{P_{g,2i}}{P_{g,2i-1}} \right) P_{g,2i-1} \int_0^1 \left(\frac{P_{g,2i}}{P_{g,2i-1}} \right)^\xi \frac{v_g(h_{g,2i}, \xi)}{\eta_P} d\xi \quad (4.37)$$

$$T_{g,2i} = T_g(P_{g,2i}, h_{g,2i}) \quad (4.38)$$

$$\dot{W}_{g,i} = \dot{m}_g (h_{g,2i} - h_{g,2i-1}) \quad (4.39)$$

Nesta etapa, em se selecionando a temperatura de saída dos *intercoolers*, todos os estados termodinâmicos do gás ao longo do trem de compressão estão determinados. Assim, prossegue-se para o cálculo da potência térmica de cada resfriador de gás, $\dot{Q}_{g,i}$, e da vazão de água de resfriamento necessária para rejeitá-la, $\dot{m}_{so,i}$, por meio das seguintes expressões,

$$\dot{Q}_{g,i} = \dot{m}_g (h_{g,2i} - h_{g,2i-1}) \quad (4.40)$$

$$\dot{m}_{so,i} = \frac{\dot{Q}_{g,i}}{c_{p,so} (T_{so,1} - T_{so,2})} \quad (4.41)$$

em que $\dot{Q}_{g,i}$ é a taxa de transferência de calor em cada trocador, $c_{p,so}$, o calor específico da água de resfriamento, assumido constante. Cabe observar três aspectos sobre a temperatura de entrada e de saída de água nos *intercoolers*: (1) são as mesmas para todos os trocadores, evitando perdas de mistura, (2) assume-se um valor constante de $T_{so,1} - T_{so,2}$ nos resfriadores, de modo que a vazão de água é um resultado e (3) é possível otimizar a temperatura da água, $T_{so,1}$ ou $T_{so,2}$, de maneira a minimizar a condutância total do sistema de resfriamento, como será detalhado posteriormente.

De posse dos perfis de temperatura da água de resfriamento e do gás em cada um dos resfriadores, recorre-se às Eq. (4.27) a (4.30) a fim de determinar as respectivas condutâncias térmicas, $UA_{g,i}$, com as seguintes expressões,

$$h_{\xi,g,i} = h_{g,2i+1} + (h_{g,2i} - h_{g,2i+1})\xi \quad (4.42)$$

$$T_{\xi,g,i} = T_g (h_{\xi,g,i}, P_{g,2i}) \quad (4.43)$$

$$T_{\xi,so} = T_{so,2} + (T_{so,1} - T_{so,2})\xi \quad (4.44)$$

$$UA_{g,i} = \dot{Q}_g \int_0^1 \frac{d\xi}{T_{\xi,g,i} - T_{\xi,so,i}} \quad (4.45)$$

nas quais as variáveis termodinâmicas com subscrito ξ dizem respeito a perfis ao longo de cada resfriador, analogamente a um trocador de calor discretizado.

Por fim, a partir da potência mecânica consumida, do calor trocado, da condutância térmica e da vazão mássica requerida em cada estágio, são computados seus respectivos valores totais, os quais são compreendidos como figuras de mérito do comportamento do trem de compressão. Tais variáveis sintetizam os resultados almejados com a modelagem desta porção do sistema térmico e são calculadas, simplesmente, pelas expressões,

$$\dot{W}_{g,T} = \sum_{i=1}^N \dot{W}_{g,i} \quad (4.46)$$

$$UA_{g,T} = \sum_{i=1}^N UA_{g,i} \quad (4.47)$$

$$\dot{Q}_{so} = \sum_{i=1}^N \dot{Q}_{g,i} \quad (4.48)$$

$$\dot{m}_{so,T} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_{so,i} \quad (4.49)$$

Até o momento, não se distingue a aplicação da formulação ao sistema do resfriamento direto, da Figura 4.2, ou ao resfriamento assistido, da Figura 4.3, uma vez que o trem de compressão é modelado de maneira idêntica em ambos os casos. Entretanto, a troca térmica entre o circuito fechado de resfriamento e o sumidouro de calor é essencialmente diferente para resfriamento direto ou assistido, por definição, o que obriga um equacionamento dedicado a cada um dos casos.

Em ordem de simplicidade, no caso do resfriamento direto, resta apenas o cálculo da condutância térmica global do trocador de calor principal. A carga térmica deste trocador, dada

pela Eq. (4.48), proveniente do circuito de resfriamento deve ser rejeitada para o sumidouro de calor, e aplicando o balanço de energia, tem-se que a potência térmica absorvida pela água do mar, \dot{Q}_{si} , e a vazão mássica a ser captada do oceano, \dot{m}_{si} , são expressas por

$$\dot{Q}_{si} = \dot{Q}_{so} \quad (4.50)$$

$$\dot{m}_{si} = \frac{\dot{Q}_{si}}{c_{p,si}(T_{si,2} - T_{si,1})} \quad (4.51)$$

onde $T_{si,1}$ é a temperatura da água do mar, com valor típico de 300 K em instalações no Brasil, e $T_{si,2}$ é a temperatura de saída da água do mar, devolvida ao oceano, cujo valor máximo permitido pela legislação ambiental brasileira é de 313 K [65]. Visando exigir a mínima vazão possível de água do mar, adota-se $T_{si,2} = 313$ K.

Em se tratando de um trocador de calor cujas correntes possuem capacitâncias constantes, aplica-se diretamente o método da diferença de temperatura média logarítmica, em que a condutância do trocador, UA_{so} , é dada pelas seguintes expressões,

$$\Delta T_{LM,so} = \frac{(T_{so,1} - T_{si,2}) - (T_{so,2} - T_{si,1})}{\ln\left(\frac{T_{so,1} - T_{si,2}}{T_{so,2} - T_{si,1}}\right)} \quad (4.52)$$

$$UA_{so} = \frac{\dot{Q}_{so}}{\Delta T_{LM,so}} \quad (4.53)$$

Portanto, para o sistema de compressão resfriado diretamente, a condutância térmica global e a potência mecânica consumida totais, são dadas por⁴

$$UA_T = UA_{g,T} + UA_{so} \quad (4.54)$$

⁴ Salienta-se, novamente, que neste capítulo as perdas de carga são desprezadas em todas as correntes, então, não havendo potência de bombeio relacionada ao escoamento da água de resfriamento nem do sumidouro de calor.

$$\dot{W}_T = \dot{W}_g \quad (4.55)$$

Dessa maneira, as Eq. (4.52) a (4.55) encerram a formulação do sistema de resfriamento direto.

Por outro lado, o sistema de resfriamento assistido, exposto na Figura 4.3, demanda a modelagem do ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor [116]. Este ciclo é construído por quatro processos, de acordo com a notação da Figura 4.3, a saber, $r_1 - r_2$: compressão adiabática, $r_2 - r_3$: rejeição de calor isobárica para o sumidouro de calor, $r_3 - r_4$: expansão isentálpica e $r_4 - r_1$: absorção isobárica do calor da água de resfriamento.

Enfatiza-se que, a priori, não são feitas considerações sobre o ciclo ser subcrítico, transcrito ou supercrítico, nem sobre grau de subresfriamento ou superaquecimento nos casos em que ocorre mudança de fase. Assim, as condições termodinâmicas dos estados r_1 e r_3 do ciclo de refrigeração são graus de liberdade da modelagem do sistema, cujos valores serão otimizados a fim de minimizar dois objetivos, quais sejam, potência consumida e condutância térmica necessária [117]. Pode-se interpretar que a localização do ciclo de refrigeração no diagrama $T - s$ (ou $P - h$) do fluido refrigerante será otimizada. Partindo-se dos estados r_1 e r_3 , determinam-se os estados r_2 e r_4 empregando o modelo politrópico para a compressão e considerando a expansão isentálpica, segundo as expressões,

$$h_{r,2} = h_{r,1} + \ln\left(\frac{P_{r,2}}{P_{r,1}}\right) P_{r,1} \int_0^1 \left(\frac{P_{r,2}}{P_{r,1}}\right)^\xi \frac{v_r(h_{r,2}, \xi)}{\eta_P} d\xi \quad (4.56)$$

$$T_{r,2} = T_r(P_{r,2}, h_{r,2}) \quad (4.57)$$

$$h_{r,4} = h_{r,3} \quad (4.58)$$

$$T_{r,4} = T_r(P_{r,4}, h_{r,4}) \quad (4.59)$$

Havendo se determinado as condições de todos os pontos do ciclo, aplicam-se as equações da Primeira Lei da Termodinâmica para obter a vazão mássica de fluido refrigerante,

\dot{m}_r , a potência consumida pelo compressor de refrigeração, \dot{W}_r , a potência térmica rejeitada para o sumidouro de calor, \dot{Q}_{si} , e a vazão mássica de água do mar, \dot{m}_{si} , como segue,

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{so}}{h_{r,1} - h_{r,4}} \quad (4.60)$$

$$\dot{W}_r = \dot{m}_r(h_{r,2} - h_{r,1}) \quad (4.61)$$

$$\dot{Q}_{si} = \dot{m}_r(h_{r,2} - h_{r,3}) = \dot{Q}_{so} + \dot{W}_r \quad (4.62)$$

$$\dot{m}_{si} = \frac{\dot{Q}_{si}}{c_{p,si}(T_{si,1} - T_{si,2})} \quad (4.63)$$

Então, para cada um dos trocadores de calor, recorre-se à formulação apresentada na seção 4.2.2. Ressalta-se que tal formulação é conveniente, já que os processos de rejeição e de absorção podem experimentar variações de calor específico do fluido refrigerante e atravessar regiões de mudança de fase, ou seja, capacitância térmica infinita. Justamente, Domanski e McLinden [114] valeram-se desta abordagem para simulação de ciclos subcríticos. Dessa forma, para o cálculo da condutância térmica dos trocadores de calor do circuito fechado de resfriamento, UA_{so} , faz-se uso das seguintes expressões,

$$h_{\xi_{r,4-1}} = h_{r,4} + (h_{r,4} - h_{r,1})\xi \quad (4.64)$$

$$T_{\xi_{r,4-1}} = T_r(h_{\xi_{r,4-1}}, P_{r,1}) \quad (4.65)$$

$$T_{\xi_{so}} = T_{so,2} + (T_{so,1} - T_{so,2})\xi \quad (4.66)$$

$$UA_{so} = \dot{Q}_{so} \int_0^1 \frac{d\xi}{T_{\xi_{so}} - T_{\xi_{r,4-1}}} \quad (4.67)$$

e para o cálculo da condutância térmica do trocador de calor com água do mar, tem-se,

$$h_{\xi_{r,3-2}} = h_{r,3} + (h_{r,2} - h_{r,3})\xi \quad (4.68)$$

$$T_{\xi_{r,3-2}} = T_r(h_{\xi_{r,3-2}}, P_{r,3}) \quad (4.69)$$

$$T_{\xi,si} = T_{si,1} + (T_{si,2} - T_{si,1})\xi \quad (4.70)$$

$$UA_{si} = \dot{Q}_{si} \int_0^1 \frac{d\xi}{T_{\xi_{r,2-3}} - T_{\xi,si}} \quad (4.71)$$

Finalizando a modelagem do trem de compressão com resfriamento assistido por ciclo de refrigeração, obtêm-se as figuras de mérito do sistema, a condutância térmica global e a potência mecânica consumida totais, da maneira que segue,

$$UA_T = UA_{g,T} + UA_{so} + UA_{si} \quad (4.72)$$

$$\dot{W}_T = \dot{W}_g + \dot{W}_r \quad (4.73)$$

Com intuito de propiciar uma melhor avaliação de diferentes casos e condições, estabelecendo base de comparação comum entre as figuras de mérito, propõe-se adimensionalizar a potência consumida total, \dot{W}_T , e a condutância térmica global total, UA_T . Tome-se como referência um processo hipotético de compressão reversível ligando as pressões $P_{g,e}$ e $P_{g,s}$ através da isoterma $T = T_{g,s}$, no qual o calor é diretamente rejeitado para um sumidouro de capacitância térmica infinita e de temperatura $T_{si,1}$. Assim, os denominadores das figuras de mérito adimensionais – isto é, a potência consumida, \dot{W}_{ref} , e a condutância térmica global, UA_{ref} , do processo isotérmico reversível – são dados pelas expressões,

$$\dot{W}_{ref} = \dot{m}_g [h_{g,s} - h_{g,e} - T_{g,s}(s_{g,s} - s_{g,e})] \quad (4.74)$$

$$UA_{\text{ref}} = - \frac{\dot{m}_g T_{g,s} (s_{g,s} - s_{g,e})}{T_{g,s} - T_{si,1}} \quad (4.75)$$

onde $s_{g,e}$ e $s_{g,s}$ são a entropia específica do gás na entrada e saída do trem de compressão, respectivamente.

É fundamental apontar que não se trata propriamente de uma normalização, de modo que é possível, por exemplo, obter $\dot{W}_T < \dot{W}_{\text{ref}}$ para caso a temperatura interestágio seja levada a um valor menor que $T_{g,s}$. Ainda assim, a adimensionalização é conveniente para que as figuras de mérito sejam expressas nas mesmas ordens de grandeza para diferentes condições.

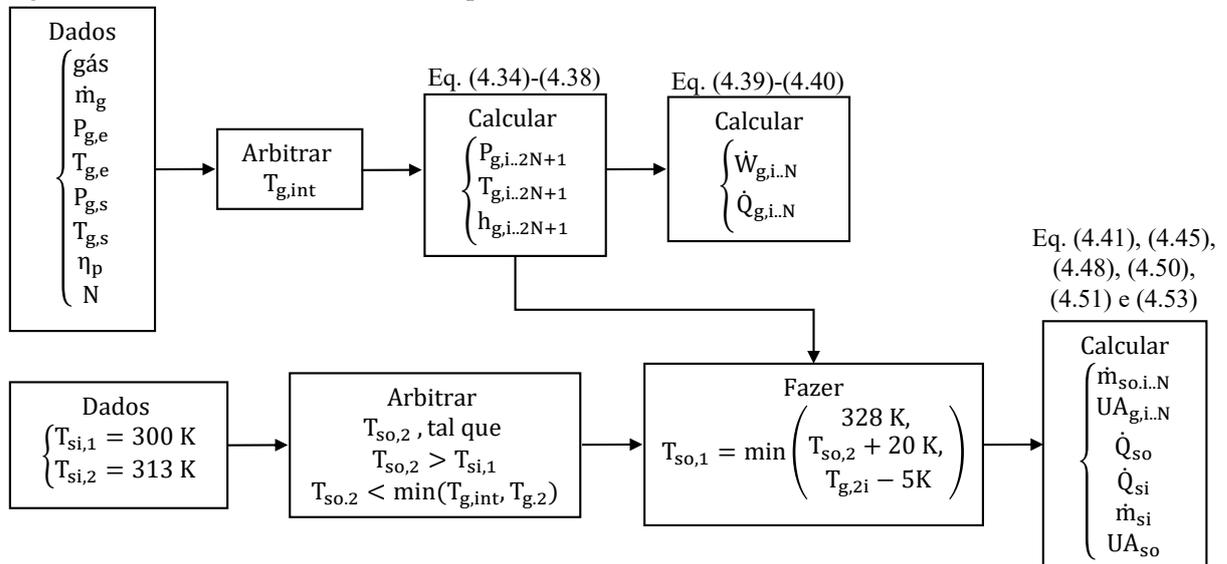
4.2.4 Procedimento de cálculo

Esta seção dedica-se a comentar alguns aspectos da rotina empregada na simulação, explanando a respeito das variáveis de entrada e de saída, ordem de resolução das equações e restrições adotadas. Como citado anteriormente, o sistema de equações que descreve o modelo foi resolvido no software EES [111], do qual também se obtiveram as propriedades termodinâmicas do gás.

A Figura 4.11 expõe um diagrama simplificado que ilustra o procedimento de cálculo, em se tratando do sistema de resfriamento direto. Note-se que, para dadas condições do gás na entrada e na saída do trem de compressão, número de estágios, eficiência politrópica e temperaturas do sumidouro de calor, ainda restam três variáveis independentes para a determinação dos resultados, a saber, a temperatura interestágio, $T_{g,int}$, e as temperaturas da água de resfriamento na saída, $T_{so,1}$ e $T_{so,2}$. A partir de um caso de referência [66], estipula-se que $T_{so,1} - T_{so,2} = 20$ K, contudo, há que se observar duas restrições: (1) o limite superior para a temperatura da água de resfriamento, em 328 K, a fim de prevenir a ocorrência de incrustações, e (2) por se tratar da temperatura da água na saída dos resfriadores de gás, $T_{so,1}$ deve ser menor que todas as temperaturas de descarga dos estágios. Por sua vez, o limite superior da temperatura de descarga dos estágios foi especificado em 473 K, por características construtivas das máquinas [100]. Dessa forma, o sistema de equações se encontra determinado ao adotar-se valores de $T_{g,int}$ e $T_{so,2}$, que atendam ao critério $T_{so,2} > T_{si,1}$ e $T_{so,2} <$

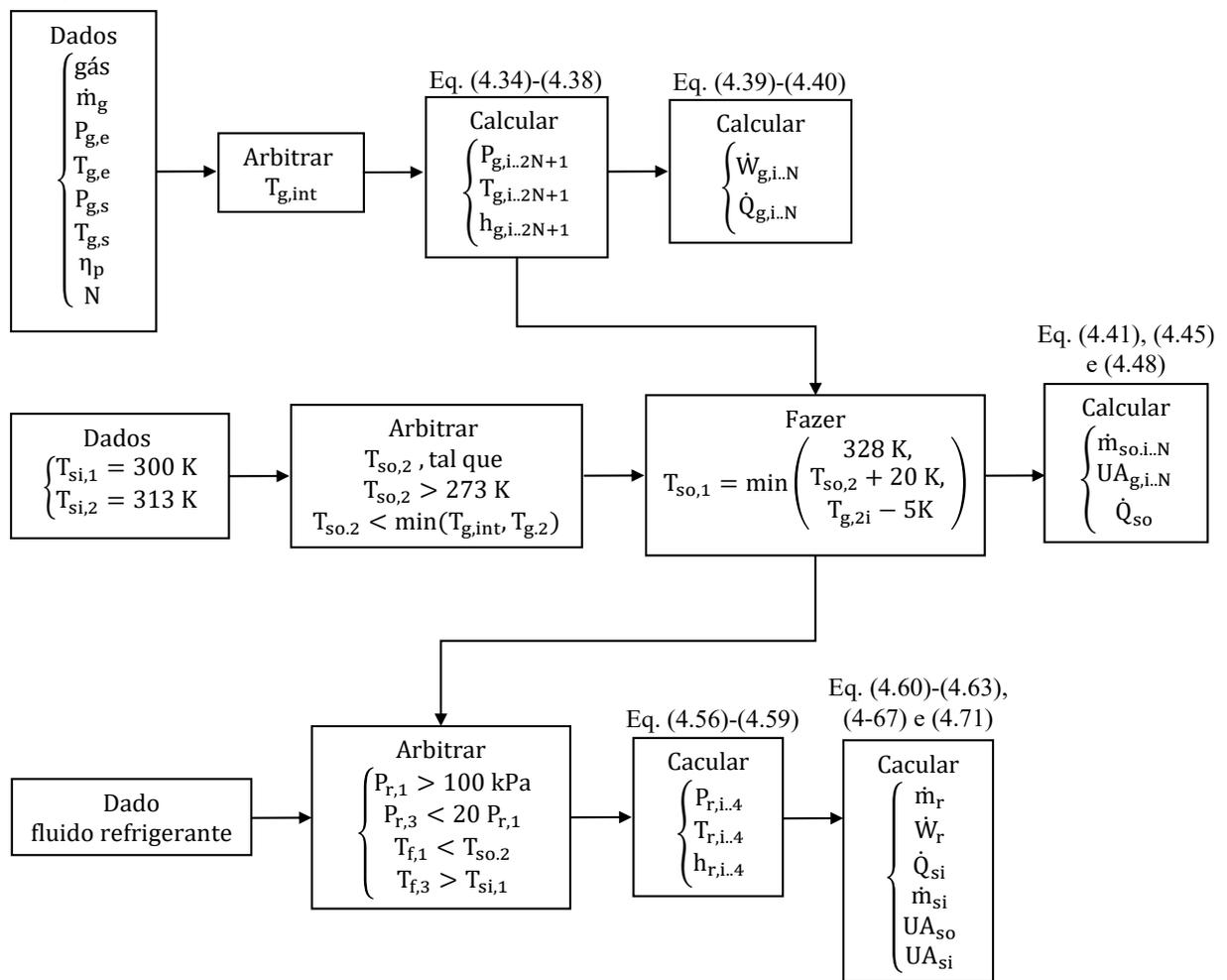
$\min(T_{g,int}, T_{g,s})$. Essas duas variáveis podem ser otimizadas, visando à construção de uma fronteira de Pareto entre potência consumida e condutância global total empregada.

Figura 4.11 – Procedimento de cálculo para simulação do sistema de resfriamento direto



O procedimento de cálculo para o sistema de resfriamento assistido se encontra na Figura 4.12, também na forma de um diagrama simplificado. Cabe destacar os pontos que distinguem os dois procedimentos. No resfriamento assistido, o ciclo de refrigeração adiciona quatro variáveis independentes ao sistema de equações, referentes aos estados r_1 , entre o trocador de calor de baixa pressão e o compressor de refrigeração, e r_3 , entre o trocador de calor de alta pressão e o dispositivo de expansão. Tais variáveis também devem obedecer a algumas restrições termodinâmicas, expostas na Figura 4.12, e são passíveis de otimização para a construção de uma fronteira de Pareto, como no caso anterior. Além disso, permite-se que o resfriamento assistido cumpra o papel de refrigeração, propriamente dita, de modo a reduzir a temperatura da água de resfriamento abaixo da temperatura do sumidouro de calor. Desta forma, também é possível atingir menores valores de temperatura entre os estágios de compressão. É importante observar os critérios $T_{so,2} > 273$ K, o ponto de fusão da água a pressão atmosférica, e $T_{g,int} > 280$ K, uma temperatura de referência para formação de hidratos de CO_2 [118].

Figura 4.12 – Procedimento de cálculo para simulação do sistema de resfriamento assistido por ciclo de refrigeração



O problema da otimização é construído pela minimização multiobjetivo do par (UA_T, \dot{W}_T) , otimizando as variáveis $(T_{so,2}, T_{g,i})$ para o sistema de resfriamento direto e $(T_{so,2}, T_{g,i}, P_{r,1}, P_{r,3}, T_{r,1}, T_{r,3})$ para o sistema de resfriamento assistido, respeitando-se as restrições exibidas nas Figuras 4.11 e 4.12, respectivamente. Adotou-se como estratégia para a otimização multiobjetivo o método da soma ponderada, e a função objetivo foi minimizada empregando o método Nelder-Mead, por meio de rotina interna do EES [111].

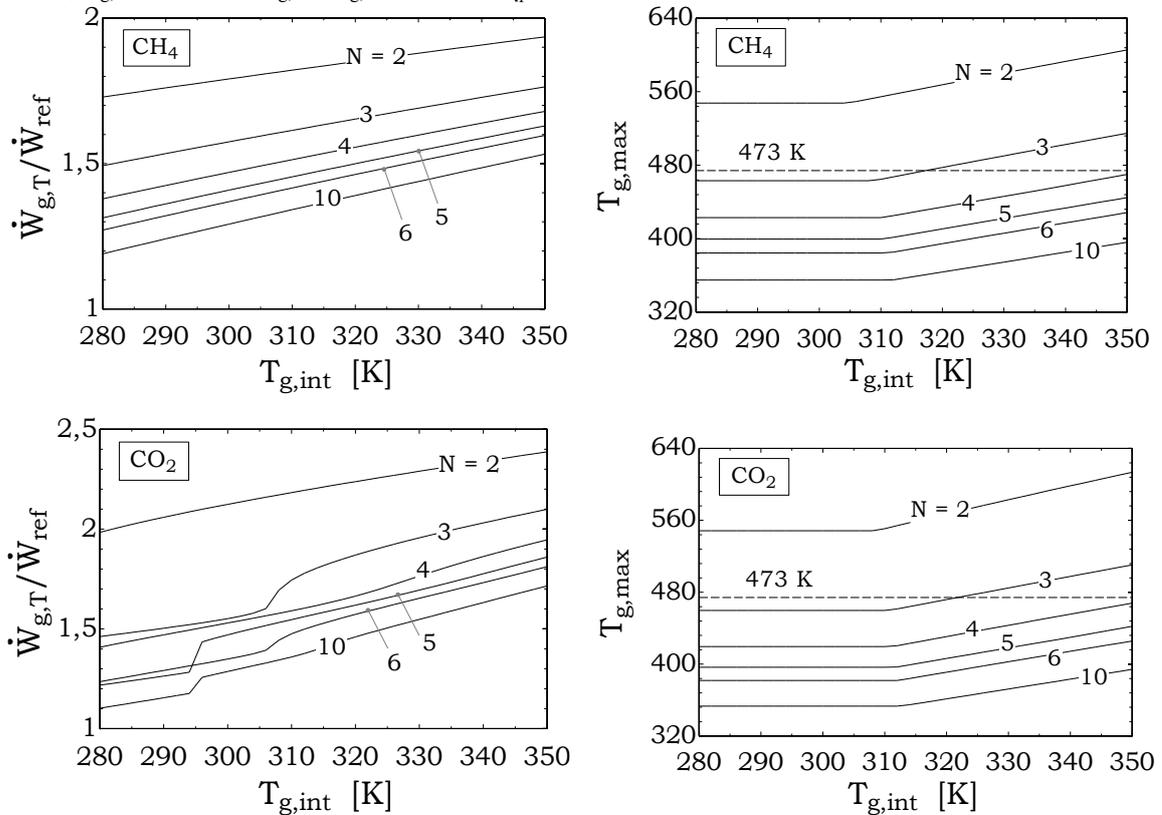
4.3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

De modo semelhante ao capítulo anterior, a presente seção de resultados almeja, em suma, explorar as fronteiras de Pareto das soluções de compromisso entre condutância térmica global total e potência consumida pelo sistema, $UA_T \times \dot{W}_T$, para os casos de resfriamento direto e assistido. Inclui-se aqui o comportamento termodinâmico do trem de compressão e como este se relaciona com o sistema de resfriamento. Para melhor compreensão e discussão dos resultados, a seção foi dividida entre os resultados do trem de compressão somente, do sistema de resfriamento direto e do sistema de resfriamento assistido.

4.3.1 Trem de compressão

Primeiramente, atenta-se ao comportamento do trem de compressão somente, isto é, compressores de gás de processo e seus resfriadores. A Figura 4.13 mostra a potência consumida e a maior temperatura de descarga em função da temperatura interestágio, em condições típicas de reinjeção de CO_2 e CH_4 , a saber $P_{g,e} = 400 \text{ kPa}$, $P_{g,s} = 35 \text{ MPa}$ e $T_{g,e} = T_{g,s} = 313 \text{ K}$, considerando uma eficiência politrópica de 80%. Como esperado, a potência de compressão é diretamente proporcional à temperatura interestágio e diminui à medida que cresce o número de estágios, uma vez que o processo se aproxima do isotérmico. Para o metano, que apresenta comportamento de gás ideal nas regiões consideradas, a potência é função aproximadamente linear da temperatura; enquanto para o CO_2 são observadas variações mais intensas quando o caminho do processo cruza a linha pseudocrítica ou a curva de saturação, devido as significativas variações de propriedades. Quanto à máxima temperatura de descarga, nota-se, à direita da figura, dependência linear da temperatura interestágio, adequada à aproximação da Eq. (4.18), e, à esquerda, um trecho plano em que $T_{g,\max}$ é governado pela temperatura de entrada do gás no trem de compressão, $T_{g,e}$.

Figura 4.13 – Potência consumida adimensional e máxima temperatura de descarga, tomando $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$



Visando compreender as variações na curva de potência do CO₂, a Figura 4.14 explora o caminho termodinâmico do processo de compressão no diagrama $P - T$, para algumas condições selecionadas. Constata-se que os degraus na curva de $\dot{W}_{g,T}/\dot{W}_{ref}$, de fato, são associados à passagem do processo de resfriamento isobárico pela linha de Widom ou pela curva de saturação. Isto ocorre porque o cruzamento destas curvas implica uma significativa diminuição do volume específico e, por consequência, redução do trabalho de compressão do estágio subsequente. Note-se ainda que, com quatro estágios de compressão e na região de $T_{g,int}$ entre 290 e 320 K, a potência consumida se comporta de maneira mais linear, em razão de não haver novos cruzamentos nas curvas (de saturação ou de Widom) ao se variar a temperatura intermediária nessa faixa.

A destacada importância da localização do processo em relação ao ponto crítico e, portanto, dos valores absolutos das pressões intermediárias, demanda uma avaliação mais detalhada da escolha das razões de compressão de cada estágio. A abordagem inicial, de empregar-se mesma razão de compressão em cada estágio, como descrito pela Eq. (4.34), se

origina da minimização do trabalho consumido em um trem de compressão de gás ideal, com todas as temperaturas de sucção iguais. Dessa forma, prossegue-se com a otimização das razões de compressão intermediárias, a fim de minimizar a potência consumida, considerando efeitos de gás real. A Figura 4.15 expõe os resultados dessa otimização para CO_2 e CH_4 nas mesmas condições de contorno da Figura 4.13. Percebe-se que, para o metano, os resultados são muito similares aos anteriores, por consequência do comportamento de gás ideal nessa região, em que a minimização do trabalho de compressão se dá, de fato, com iguais razões de compressão nos estágios. Contudo, para o gás carbônico, a redução da potência consumida, bem como o formato mais suave das curvas, é perceptível. Isso ocorre em decorrência do aproveitamento ótimo das variações de volume específico – seja por mudança de fase, seja por passagem pela isocórica crítica – ao longo de toda a faixa de temperatura de saída dos resfriadores de gás. Dito de outro modo, com razões de compressão constantes, a temperatura é o único grau de liberdade capaz de comandar a passagem pela linha pseudocrítica; porém, quando se permite também a variação das pressões, são novos graus de liberdade que possibilitam o acesso a estados termodinâmicos de menor volume específico.

Figura 4.14 – Caminho termodinâmico do CO_2 no diagrama P – T, considerando três, quatro e cinco estágios de compressão

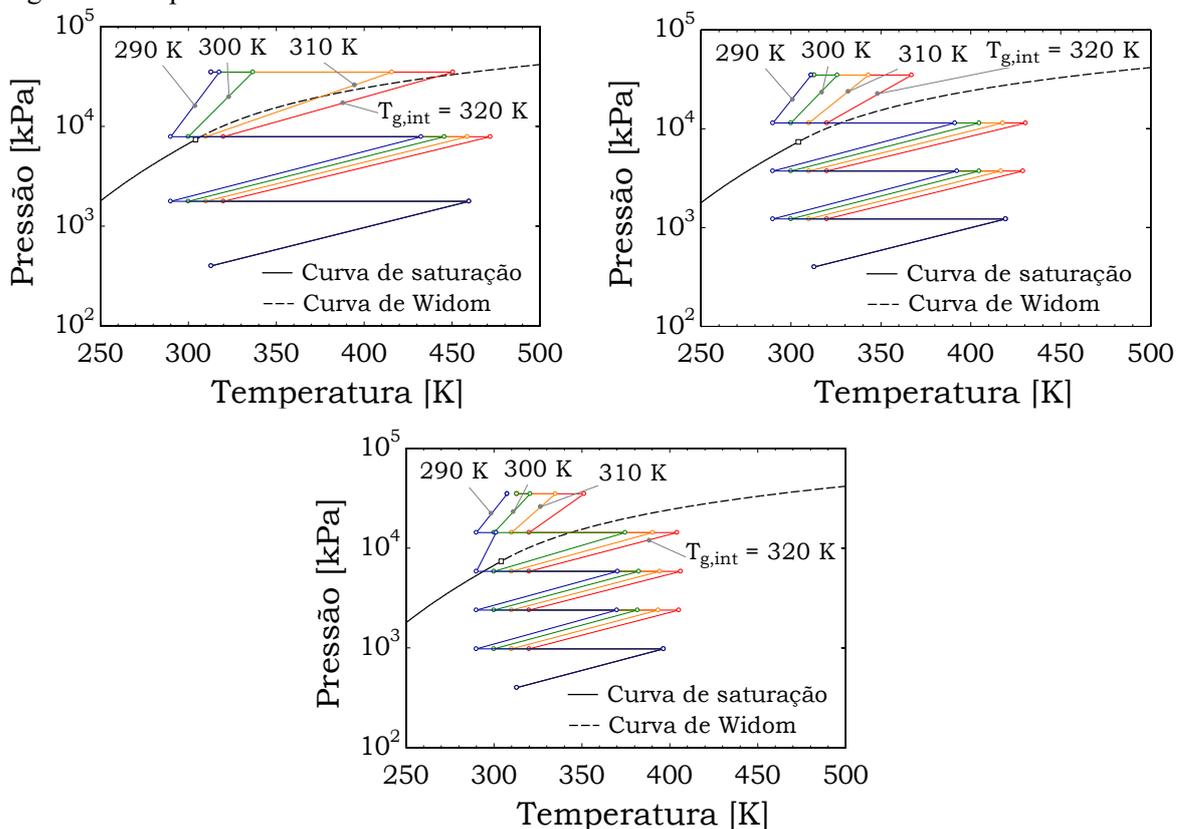
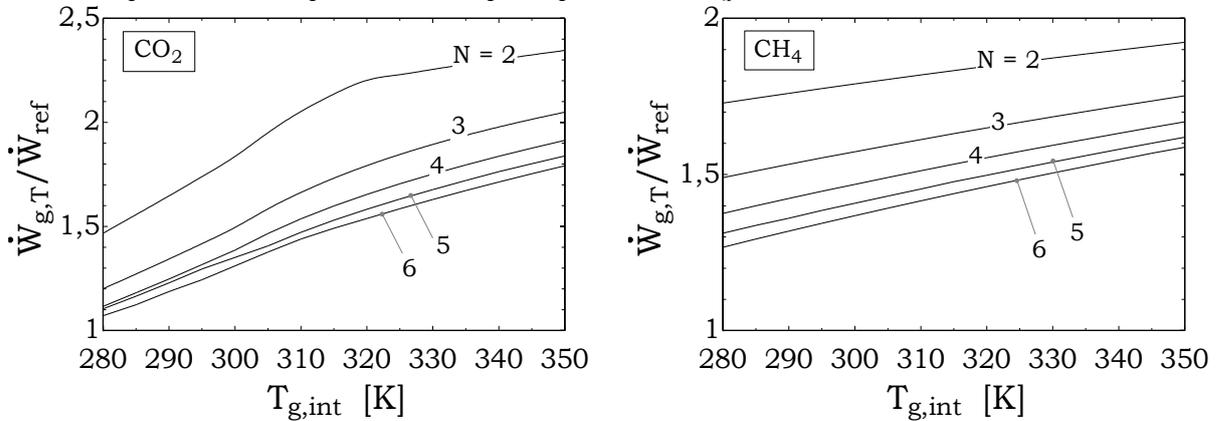


Figura 4.15 – Potência consumida adimensional otimizada em relação às pressões intermediárias, tomando $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$



A Figura 4.16 mostra a localização no diagrama $P - T$ dos caminhos termodinâmicos otimizados da compressão, em que se conferem as diferentes razões de compressões resultantes da minimização do trabalho específico. Um interessante fato observado nos diagramas é o estado termodinâmico na sucção do último estágio sempre coincidir, aproximadamente, com a curva de Widom ou com a linha de líquido saturado, devido a existência de mínimos locais do fator de compressibilidade nessas regiões. Pode-se verificar a necessidade da procura por mínimos valores de Z por meio de uma abordagem matemática, recorrendo-se à Eq. (4.19) e aplicando-a a um trem de vários estágios. Nota-se que os fatores de compressibilidade ponderam as razões de compressão num somatório de trabalho específico, de modo que são fundamentais ao resultado de otimização, isto é, deseja-se a menor combinação possível de fatores de compressibilidade.

A partir desta constatação, propõe-se uma simplificação do procedimento de determinação das ótimas razões de compressão, da seguinte forma: a pressão de sucção do último está deve coincidir com a linha de Widom, para $T_{g,int} \geq T_{crit}$, ou com a linha de líquido, $T_{g,int} < T_{crit}$, e as demais devem ser distribuídas igualmente. A Figura 4.17 demonstra, para algumas condições, a boa aderência entre a otimização de fato e a simplificação proposta. Os maiores desvios são observados para temperatura interestágio supercrítica com dois estágios de compressão, isto porque nessa condição, a distribuição de razões de compressão nos moldes de gás ideal é mais próxima da ótima. Entretanto, destaca-se que esta não é uma região de interesse para as análises propostas. Dessa forma, para diminuição do custo computacional e sem

prejuízo relevante aos resultados, adotou-se, nos cálculos posteriores, o referido procedimento simplificado para distribuição de razão de compressão.

Figura 4.16 – Caminho termodinâmico otimizado do CO₂ no diagrama P – T, considerando três, quatro e cinco estágios de compressão

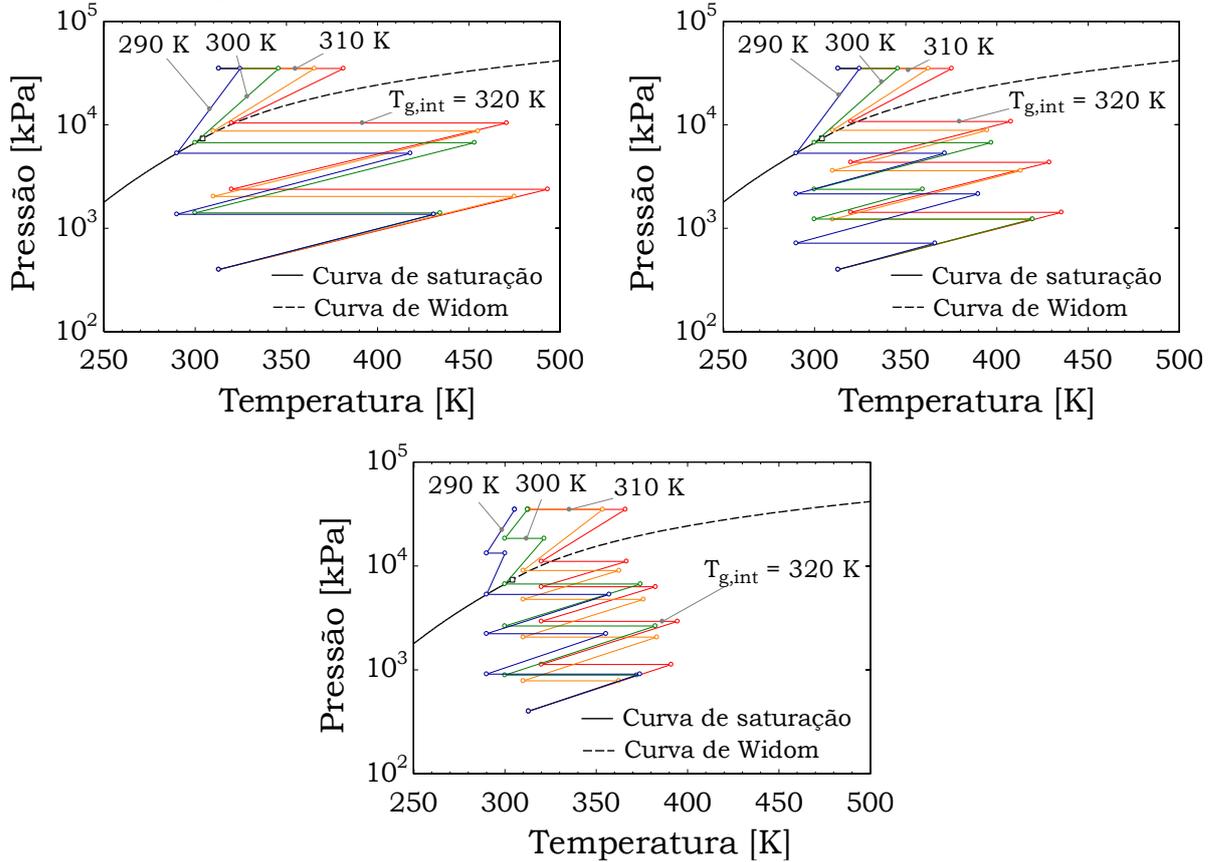
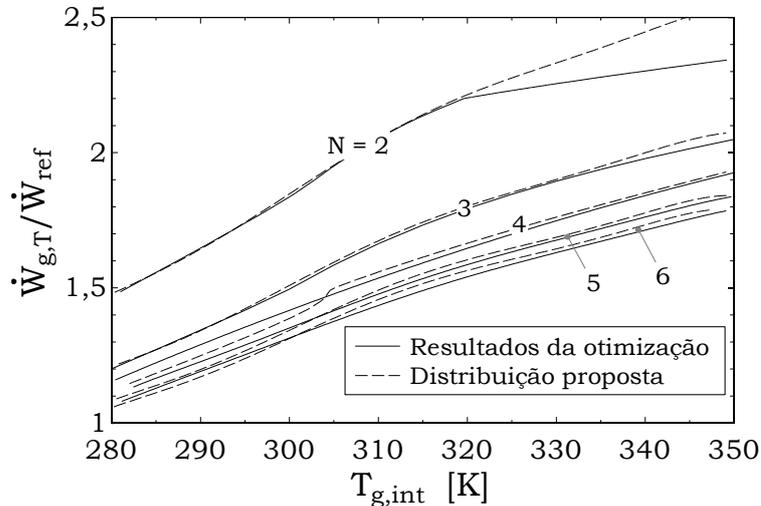


Figura 4.17 – Comparação dos resultados de potência adimensional obtidos pelo método proposto e pela otimização de fato, para dióxido de carbono, com P_{g,e} = 400 kPa, P_{g,s} = 35 MPa, T_{g,e} = T_{g,s} = 313 K e η_p = 0,8



Agora, voltando a atenção ao resfriamento do trem de compressão, a Figura 4.18 mostra a condutância térmica total adimensional dos resfriadores de gás em função da temperatura da água de resfriamento e da potência consumida – que, por sua vez, se relaciona diretamente com a temperatura interestágio. As primeiras conclusões são, em certa medida, triviais: (1) a diminuição da potência consumida (isto é, das temperaturas de sucção) demanda aumento da condutância térmica e do número de estágios e (2) a temperatura da água resfriamento, ou melhor, a diferença de temperatura entre as correntes é inversamente proporcional ao $UA_{g,T}$. Porém, o aspecto mais relevante da Figura 4.18 diz respeito à redução, aparentemente contraintuitiva, da condutância total com o aumento do número de estágios, para mesmos $\dot{W}_{g,T}$. Numa análise preliminar, supõe-se que um maior número de estágios requer maior número de trocadores de calor e, logo, maior $UA_{g,T}$. Contudo, o fato é que, para dada potência de compressão, o aumento do número de estágios permite empregar maior temperatura interestágio, implicando aumento na diferença de temperatura entre as correntes térmicas, enquanto a carga térmica total dos resfriadores permanece constante⁵.

Objetivando oferecer uma visão mais direta da relação entre as duas principais variáveis de interesse, a Figura 4.19 exhibe soluções de compromisso entre a potência consumida na compressão e o inventário de resfriadores de gás necessário, isto é, sua condutância térmica total. Fica clara a existência da solução de compromisso entre tais variáveis e, também, de assíntotas de potência consumida para condutância tendendo ao infinito. Novamente, pode-se observar que com maior número de estágios são obtidas menores potências de compressão para dada condutância total de resfriadores empregada, e vice-versa, pelo motivo já detalhado no parágrafo anterior. Temperaturas de resfriamento mais baixas, como esperado, permitem que sejam atingidas menores potências na compressão, contudo, demandam, mandatoriamente, emprego de refrigeração.

⁵ A relação entre a carga térmica dos resfriadores e potência consumida na compressão é uma decorrência direta da Primeira Lei da Termodinâmica aplicada ao trem de compressão, enquanto volume de controle. Para fixadas condições termodinâmicas na entrada e na saída do trem, a variação de entalpia do gás é constante, de modo que a diferença entre a potência consumida pelos compressores e carga térmica dos resfriadores é constante (matematicamente, $\dot{Q} - \dot{W} = -\Delta H = \text{cte}$).

Figura 4.18 – Condutância térmica global total adimensional dos resfriadores de gás, em função da temperatura de resfriamento da potência consumida, para CO₂ com dados P_{g,e} = 400 kPa, P_{g,s} = 35 MPa, T_{g,e} = T_{g,s} = 313 K e η_p = 0,8

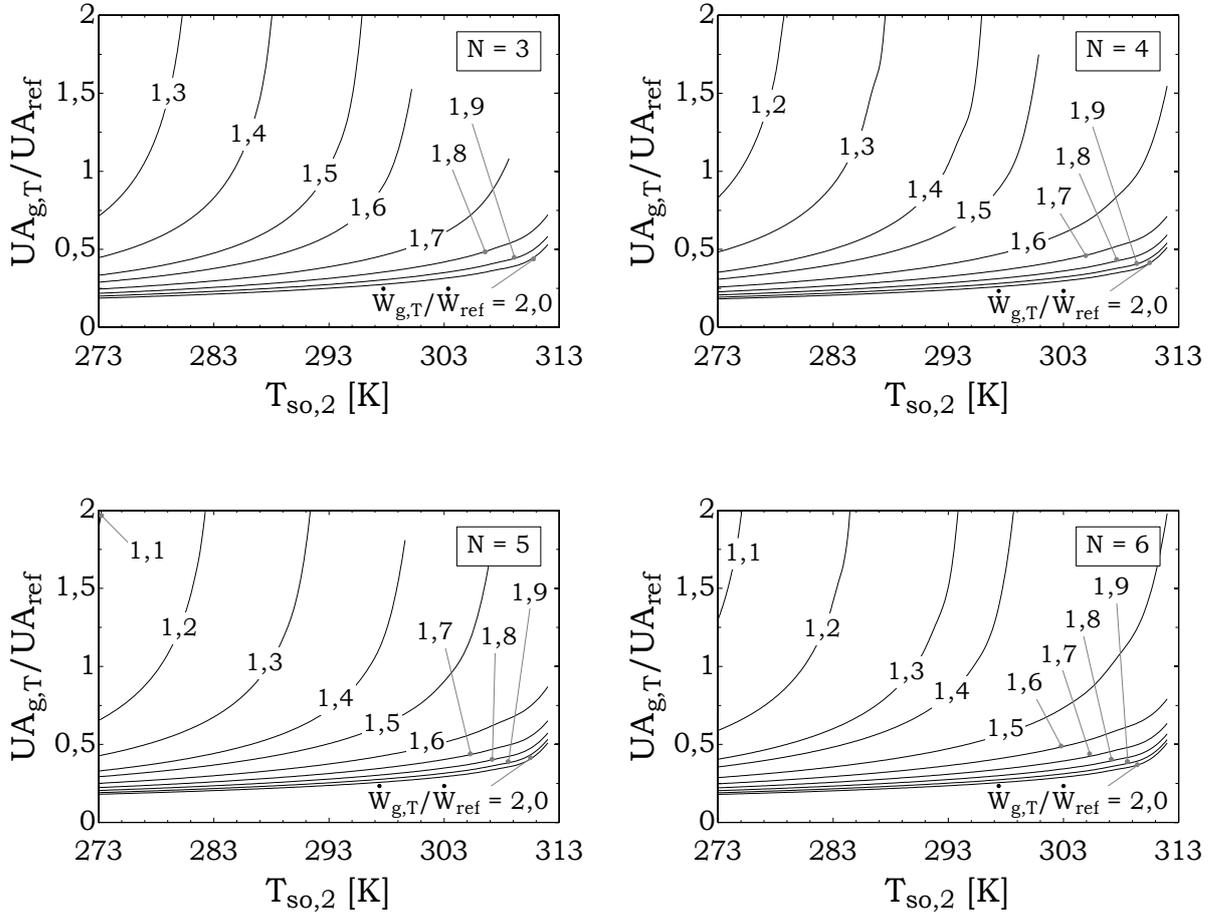
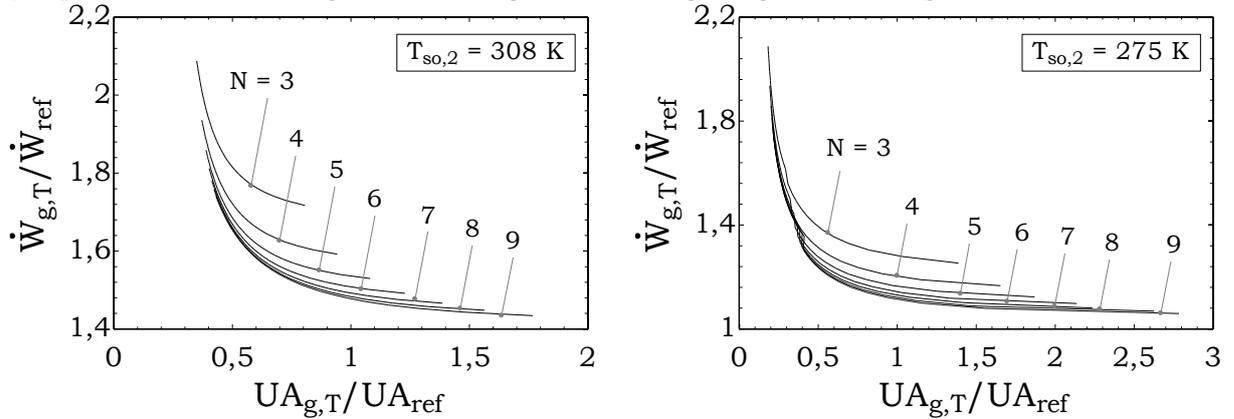


Figura 4.19 – Soluções de compromisso entre potência consumida e condutância dos resfriadores de gás, para CO₂ com dados P_{g,e} = 400 kPa, P_{g,s} = 35 MPa, T_{g,e} = T_{g,s} = 313 K e η_p = 0,8



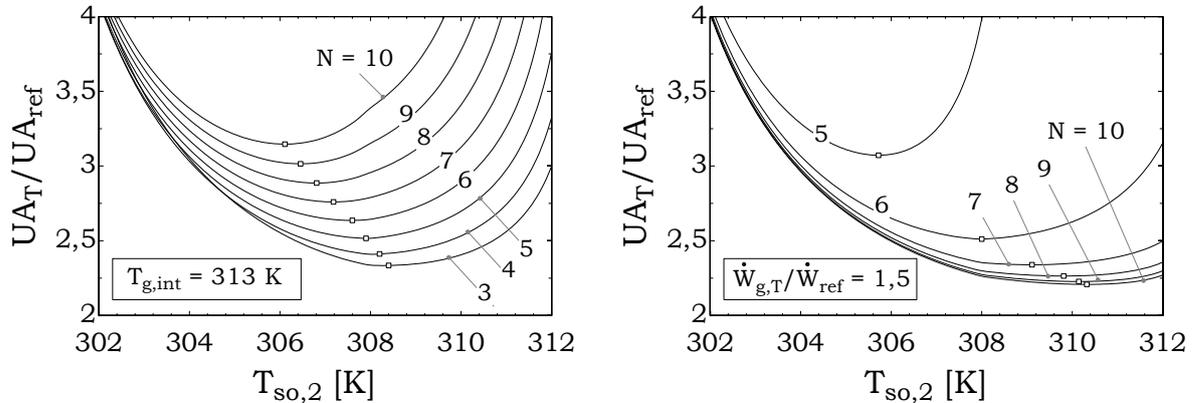
4.3.2 Sistema de resfriamento direto

Esta seção apresenta os resultados referentes ao resfriamento direto do trem de compressão, ilustrado na Figura 4.2. A partir dos resultados da seção anterior, acopla-se ao modelo o trocador de calor principal, a fim de investigar sua interação com o resfriamento do trem de compressão e seu impacto no dimensionamento do sistema.

Como anteriormente observado na Figura 4.18, menor temperatura de resfriamento resulta em menor condutância térmica total requerida aos resfriadores de gás. Em contrapartida, em se tratando do sistema de resfriamento completo, pode se verificar que a condutância total do trocador de calor principal cresce à medida que cai a temperatura da água de resfriamento, isto é, reduz-se diferença de temperatura com a corrente de água do mar. Logo, existe um valor ótimo de $T_{so,2}$ que minimiza a condutância total do sistema, UA_T , dada pela Eq. (4.54). Cabe apontar que para resfriamento direto a mínima temperatura $T_{so,2}$ possível é limitada a temperatura do sumidouro de calor, $T_{si,1}$.

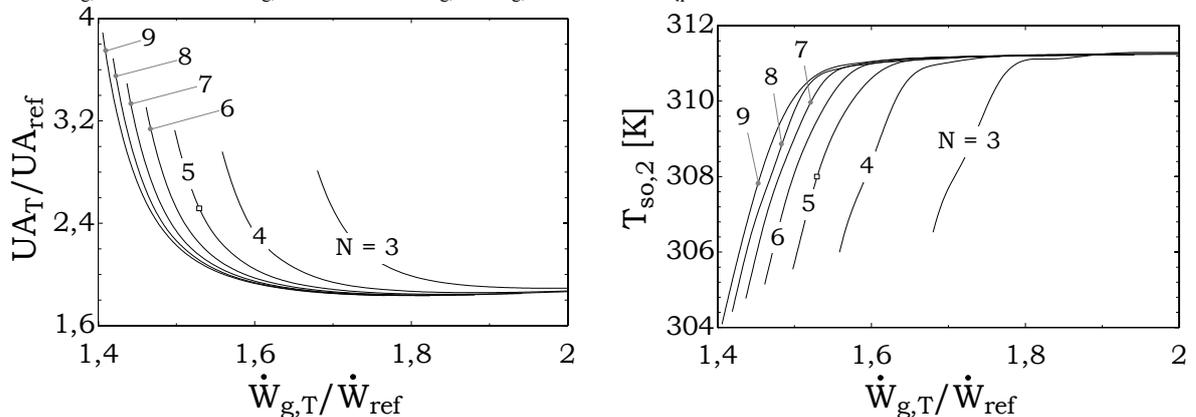
Dessa forma, a Figura 4.20 expõe o efeito da temperatura de resfriamento sobre condutância térmica total adimensional, para diferentes números de estágios de compressão, considerando, à esquerda, fixadas $T_{g,int} = 313$ K e, à direita, $T_{g,int}$ variável com objetivo de obter mesma potência nos diversos casos. Primeiramente, confirma-se graficamente a existência dos pontos de mínimo supracitados. Destaca-se o comportamento distinto para os dois cenários avaliados. Fixando-se a temperatura de saída do CO_2 dos resfriadores, tem-se que um maior número de estágios demanda maior condutância térmica total e desloca o ponto ótimo para menores $T_{so,2}$. Entretanto, esta abordagem oculta a influência do número de estágio sobre a potência consumida e a temperatura de descarga dos compressores: Assim, faz-se uma comparação mais honesta ao fixar a potência consumida e variar a temperatura intermediária, de modo que, para maior número de estágios se permite maior $T_{g,int}$. Este caso resulta em menores UA_T à medida que aumenta o número de estágios, em razão da maior diferença de temperatura entre a corrente de gás e de água de resfriamento, mantendo-se a carga térmica total constante. Adicionalmente, a elevação de N desloca o ótimo para a direita, isto é, a diferença de temperatura entre o circuito fechado de resfriamento e água do mar adquire maior peso na solução de compromisso entre $UA_{g,T}$ e UA_{so} – em sentido oposto do caso com $T_{g,int}$ constante.

Figura 4.20 – Condutância térmica total adimensional em função da temperatura de resfriamento, para sistema de resfriamento direto do trem de compressão de CO₂, com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$



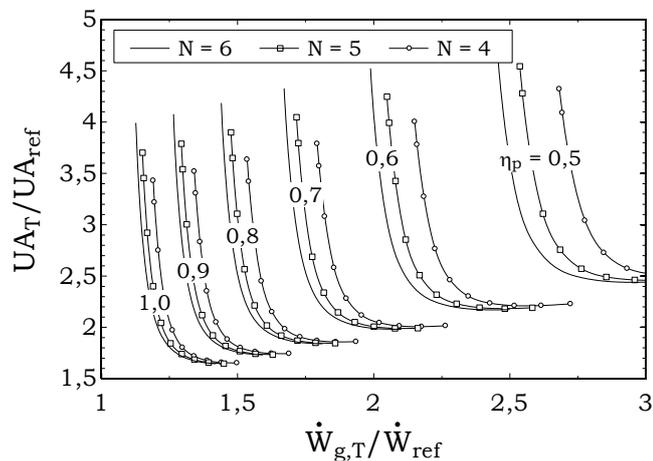
De posse das mínimas condutâncias térmicas totais para cada potência, são construídas fronteiras de Pareto entre essas duas variáveis, como mostrado pela Figura 4.21, em que fica evidente a existência de uma solução de compromisso. O ponto de projeto dos sistemas atuais encontra-se assinalado sobre a curva de cinco estágios. À medida que se acrescentam estágios de compressão, há ganho tanto em \dot{W}_g quanto em UA_T , que pode ser observado pelo deslocamento das fronteiras em direção à origem. Entretanto, a vantagem relativa ao adicionar um novo estágio – ou, tornar o sistema mais complexo – possui proporção inversa ao presente número de estágios, de modo que se torna cada vez menos efetiva a elevação da complexidade do sistema. A respeito da temperatura de resfriamento, observa-se o mesmo comportamento já comentado na Figura 4.21, em que maiores temperaturas interestágio implicam aumento do $T_{so,2}$ ótimo e vice-versa.

Figura 4.21 – Valores otimizados de UA_T/UA_{ref} e a temperatura $T_{so,2}$ correspondente, em função da potência de compressão, para sistema de resfriamento direto do trem de compressão de CO₂, com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$



Prosseguindo, são efetuadas análises paramétricas em relação à eficiência politrópica, à razão de compressão total e à pressão de entrada no primeiro estágio. A Figura 4.22 expõe o efeito da variação de η_p sobre o desempenho do sistema, onde se confirma que menores eficiências politrópicas causam prejuízo na potência consumida e, também, na condutância térmica necessária, uma vez que a carga térmica também é acrescida. Essa consequência é mais acentuada para trens com menor número de estágios, os quais estão sujeitos a maiores razões de compressão por estágio e, portanto, mais sensíveis aos efeitos deletérios das ineficiências na compressão.

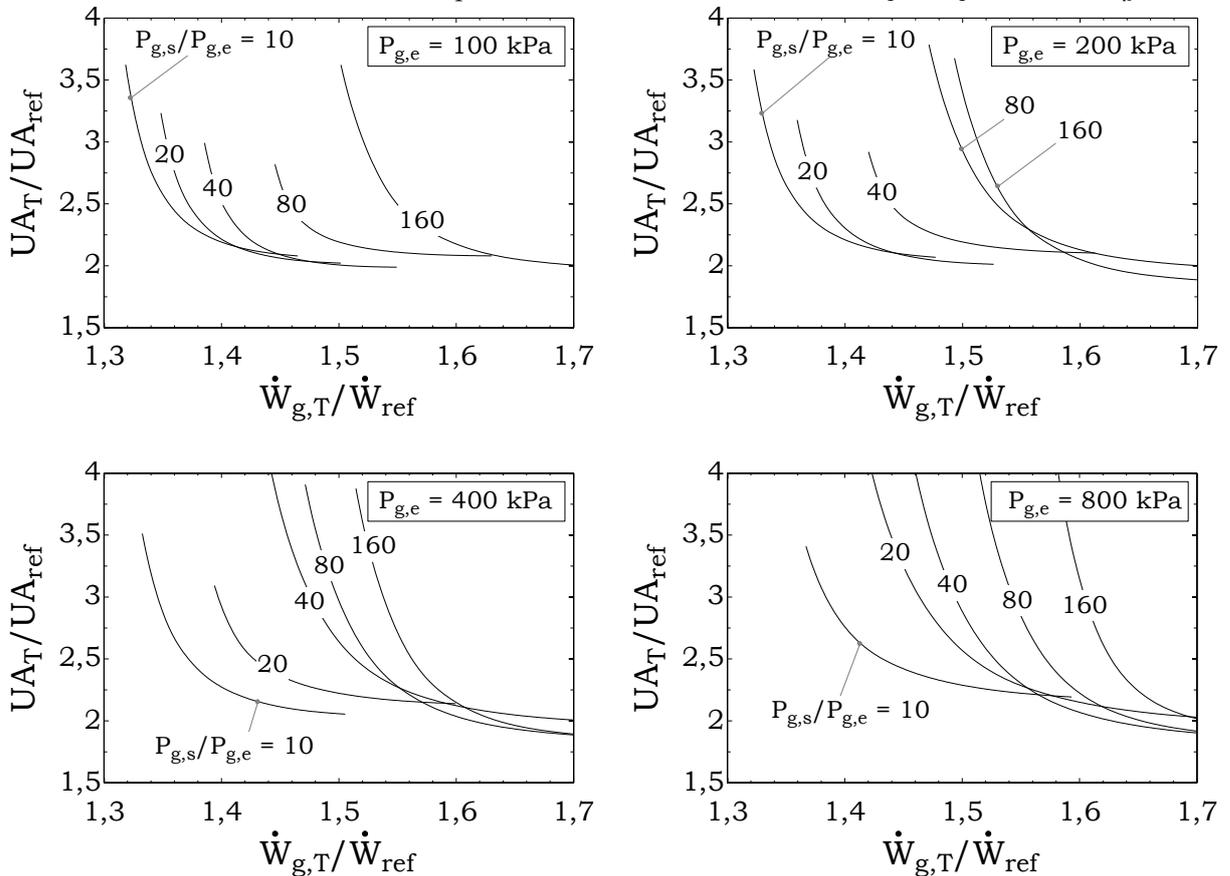
Figura 4.22 – Valores otimizados de UA_T/UA_{ref} , em função da potência de compressão, para sistema de resfriamento direto do trem de compressão de CO_2 , para $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa e $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K



Na Figura 4.23 se observa a influência da pressão de entrada e da razão de compressão sobre as fronteiras de Pareto. Em geral, maiores razões de compressão resultam em fronteiras mais distantes da origem, exercendo maior impacto sobre a potência do que sobre a condutância térmica. Isso ocorre porque a razão de compressão afeta de maneira crescente a carga térmica dos resfriadores de gás, à proporção que eleva a temperatura de descarga dos compressores, portanto, tem-se que $UA \sim \dot{Q}/\Delta T_{HM} \sim cte$. Note-se que essa proposição não é verificada com a eficiência politrópica, cuja sensibilidade sobre a carga térmica e sobre a temperatura de descarga apresenta escalas diferentes. Além disso, chamam atenção alguns cruzamentos entre as curvas da Figura 4.23, contudo se devem apenas a diferenças entre os denominadores dos adimensionais, UA_{ref} e \dot{W}_{ref} , que variam em função da pressão de entrada e de saída. Assim, a

potência consumida e a condutância térmica total dimensionais são sempre maiores quanto maior a razão de compressão.

Figura 4.23 – Valores otimizados de UA_T/UA_{ref} , em função da potência de compressão, para sistema de resfriamento direto do trem de compressão de CO_2 , com dados $N = 5$, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313\text{ K}$ e $\eta_p = 0,8$



4.3.3 Sistema de resfriamento assistido

Inicia-se esta seção com uma discussão a respeito do sistema de refrigeração somente, tratando sobretudo da relação entre o desempenho do ciclo, o inventário de trocadores calor e o fluido refrigerante em condições otimizadas. De certa forma, trata-se de uma abordagem semelhante à do Cap. 3, porém incluindo detalhamento das irreversibilidades do ciclo padrão de refrigeração por compressão mecânica, em vez de arbitrar uma eficiência interna do ciclo. Tais ineficiências são dependentes do fluido refrigerante e dos estados termodinâmicos ao longo do ciclo de refrigeração, as quais podem ser otimizadas para melhor se ajustar às condições das fontes quente e fria, como comentado na seção de modelagem. Portanto, o objetivo desta análise

do sistema de refrigeração em separado é determinar o fluido refrigerante a ser empregado na modelagem do resfriamento assistido do trem de compressão.

A literatura aponta numerosos aspectos relevantes e características desejadas para a seleção de fluidos refrigerantes, além da adequação das propriedades termodinâmicas à aplicação (temperatura crítica, pressão de vapor, ponto de fusão), que resultam em maior ou menor eficiência do ciclo de refrigeração [119, 120]. Dentre os requisitos, pode-se ressaltar: estabilidade química, baixa toxicidade, baixa inflamabilidade, baixos GWP e ODP, compatibilidade com lubrificantes, fácil detecção de vazamentos e baixo custo [121]. São diversos os trabalhos dedicados a este tema, contemplando comparação de desempenho de diferentes fluidos [122], propriedades termodinâmicas determinantes para a seleção [123], avaliação da solução de compromisso entre eficiência e capacidade volumétrica [124], busca por novas substâncias [125], estado da arte e tendências de mercado da substituição de fluidos nocivos ao meio-ambiente [126]. No entanto, nestes trabalhos pouca atenção é dada à condutância térmica total necessária aos trocadores de calor enquanto figura de mérito do tamanho do sistema, posto que adotem para este fim a capacidade volumétrica.

Assim, prossegue-se com uma análise comparativa de alguns refrigerantes pré-selecionados por critérios ambientais, de mercado e de regulamentação, com base em [126, 128], listados no Quadro 4.1. A comparação consiste na construção de fronteiras de Pareto entre \dot{W}/\dot{Q} e $UA_T/UA_{T,0}$ nos moldes do Cap. 3, desta vez para o ciclo de refrigeração por compressão mecânica otimizado descrito na seção 4.2.4 e com condições fixadas para a fonte e para o sumidouro de calor. A Figura 4.24 expõe esses resultados para cada fluido, confrontados com o limite teórico de Carnot e com o refrigerante de melhor desempenho encontrado, a amônia (R-717). Note-se que pode haver cruzamentos entre as fronteiras, o que significa que um fluido com melhor desempenho relativo na região UA elevado pode ser menos vantajoso na região de UA restrito. Essa observação é clara para o par R-41 e R-125, por exemplo. Para a aplicação de resfriamento assistido é mais relevante, a priori, o desempenho da região de condutância térmica restrita, haja vista a redução do inventário de trocadores de calor ser justamente o objetivo dessa configuração.

Quadro 4.1 – Lista de fluidos refrigerantes considerados

Categoria	Designação ASHRAE	Nomenclatura IUPAC
Éter	R-E170	Dimetil éter
Fluoroidocarboneto	R-13I1	Trifluoriodometano
Hidrocarboneto ⁽¹⁾	R-600a	Isobutano
	R-170	Etano
	R-290	Propano
	R-1270	Propileno
Hidroclorofluorcarboneto (HCFC)	R-22	Clorodifluorometano
	R-125	Pentafluoretano
Hidrofluorcarboneto (HFC)	R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoroetano
	R-152a	1,1-Difluoretano
	R-161	Fluoroetano
	R-32	Difluorometano
	R-41	Fluorometano
	R-410A ⁽²⁾	N/A
Hidrofluorolefinas (HFO)	R-1225ye(Z)	1,2,3,3,3-Pentafluoropropeno
	R-1234yf	2,3,3,3-Tetrafluoropropeno
	R-1234ze(E)	1,3,3,3-Tetrafluoropropeno
	R-1243zf	3,3,3-Trifluoropropeno
Inorgânico	R-717	Amônia
	R-744	Dióxido de carbono

Notas:

1. A rigor, R-600a, R-170 e R-290 são hidrocarbonetos parafínicos (alcanos) e R-1270 é um hidrocarboneto olefínico (alceno).
2. Trata-se de uma mistura de dois HFCs, R-32 e R-125, 50/50 em massa.

Além disso, infere-se a tendência de substâncias com maiores temperaturas críticas resultarem em melhor desempenho, uma observação recorrente na literatura de seleção de fluidos refrigerantes [123]. Dessa maneira, os fluidos refrigerantes foram organizados com base nesta propriedade, como exposto na Figura 4.25, onde a visualização dos resultados atesta claramente essa observação. Isso se deve às maiores irreversibilidades existentes no ciclo transcrito (ou próximo), em razão das maiores variações de temperatura nos trocadores de calor e de entropia nos processos de compressão e expansão, aumentando a divergência em relação ao ciclo de Carnot. Ainda, é importante destacar que a restrição de UA acentua essas irreversibilidades, bem como a diferença de desempenho entre os fluidos.

Embora a amônia tenha se mostrado termodinamicamente mais vantajosa para esta aplicação, como recorrente na área de refrigeração [129], optou-se por desconsiderá-la nesta aplicação devido à sua toxicidade. Face ao exposto, selecionou-se dimetil éter (R-E170 ou

DME) como fluido refrigerante empregado na modelagem do sistema de resfriamento assistido, uma vez que exibiu comportamento mais próximo do R-717. Ainda que o dimetil éter seja altamente inflamável, esta não é uma preocupação imperativa para aplicação em FPSOs, que originalmente já processam hidrocarbonetos sob as devidas medidas de segurança operacional. Cabe citar demais alternativas de refrigerantes descartados, apesar do desempenho satisfatório, como o R-1311, que apresenta problema de estabilidade química [126], e os HFCs R-152a e R-161, para os quais a Emenda de Kigali do Protocolo de Montreal prevê restrições [130].

Figura 4.24 – Fronteiras de Pareto entre condutância térmica total e potência consumida adimensionais para alguns fluidos refrigerantes selecionados, para $T_{si,1} = 300$ K, $T_{si,2} = 313$ K, $T_{so,1} = 300$ K, $T_{so,2} = 328$ K e $\eta_p = 0,8$

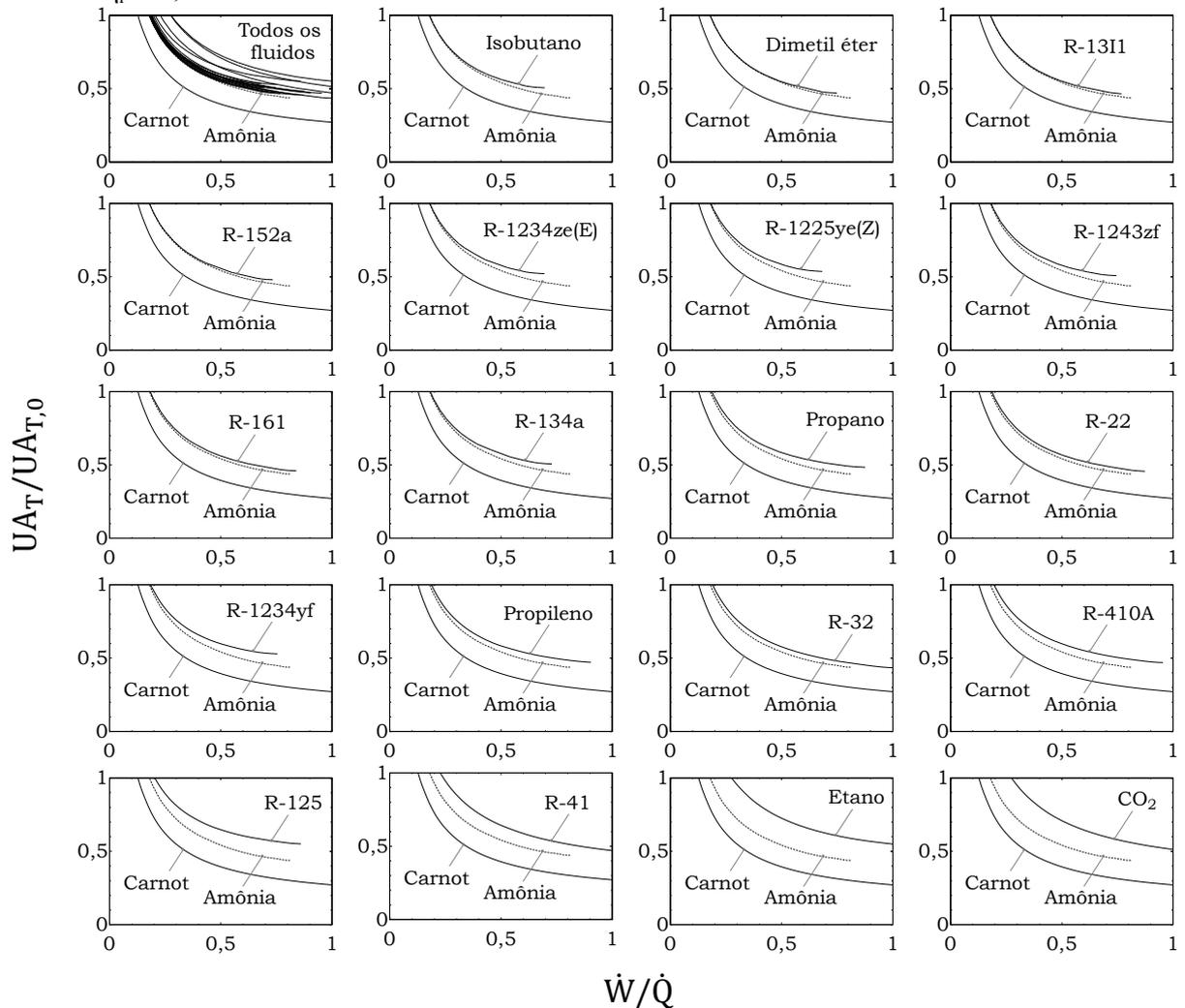
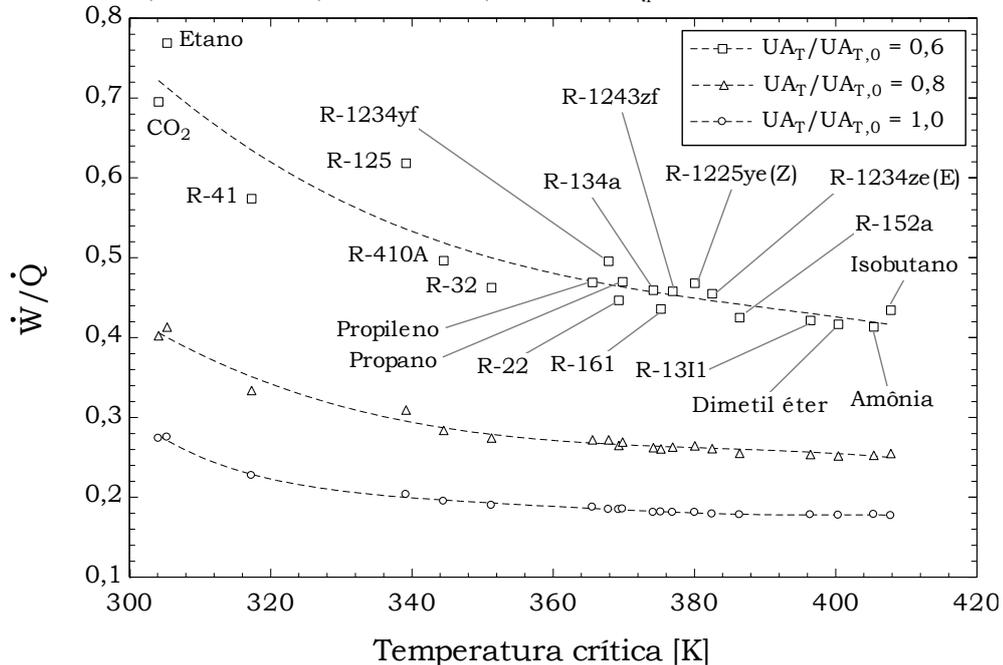


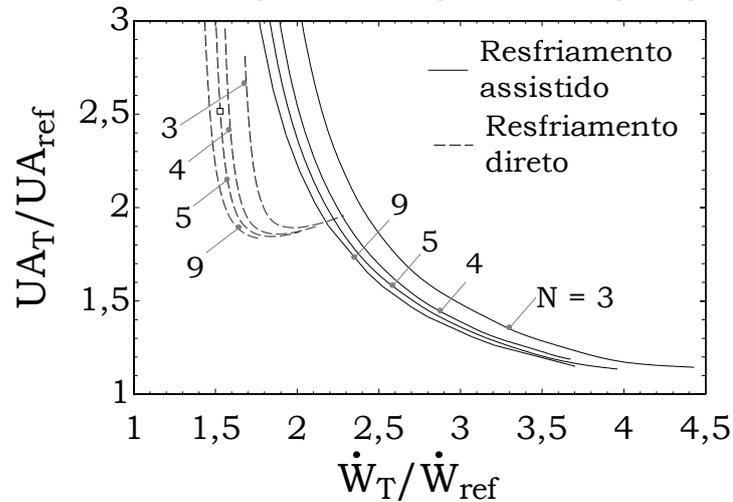
Figura 4.25 – Desempenho comparativo dos fluidos refrigerantes em função da temperatura crítica, para $T_{si,1} = 300$ K, $T_{si,2} = 313$ K, $T_{so,1} = 300$ K, $T_{so,2} = 328$ K e $\eta_p = 0,8$



Definido o dimetil éter como fluido refrigerante, segue a simulação do sistema de resfriamento assistido, que consiste em acoplar a modelagem do trem de compressão à do ciclo de refrigeração. Destaca-se que não se trata de somente combinar os resultados do sistema de resfriamento direto com os do ciclo de refrigeração em separado, mas sim efetuar otimizações do sistema em conjunto, com seis variáveis independentes, como detalhado na seção 4.2.4.

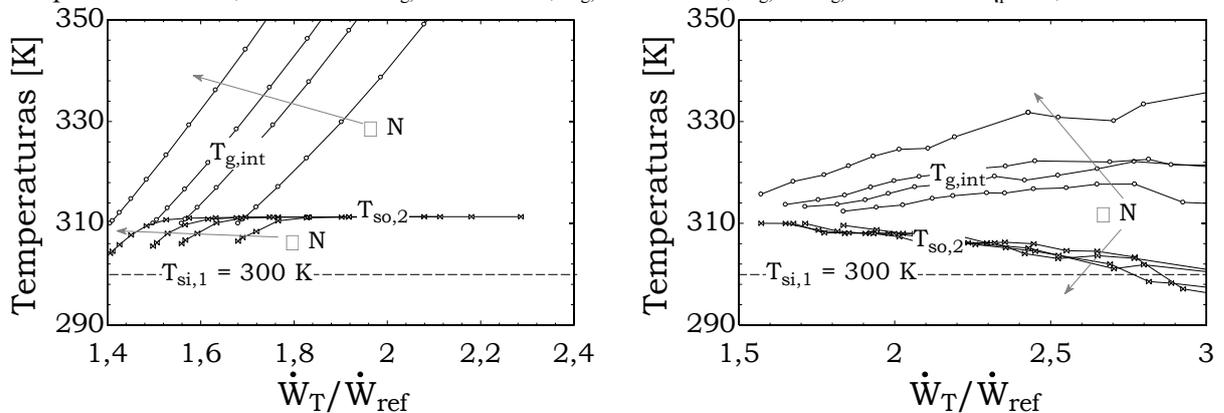
A Figura 4.26 exibe as fronteiras de Pareto entre potência mecânica consumida total e condutância térmica global total do sistema de resfriamento assistido com DME em comparação ao sistema de resfriamento direto, anteriormente exposto na Figura 4.21, com o ponto de projeto atual indicado. A primeira conclusão é que há, de fato, uma possível vantagem ao empregar o sistema de resfriamento assistido, porém, com efeito favorável apenas sobre a condutância térmica, em detrimento significativo da potência total consumida. Quando o objetivo é alcançar menor consumo de potência, o resfriamento assistido não consegue superar o resfriamento direto. Isso se deve ao fato de que a redução da temperatura interestágio do CO_2 tem maior impacto negativo sobre o ciclo de refrigeração do que impacto positivo sobre o trem de compressão. O mérito do resfriamento assistido é, portanto, estender a possibilidades de projeto no sentido de priorizar a redução da condutância térmica total, isto é, do inventário de trocadores de calor.

Figura 4.26 – Fronteiras de Pareto entre UA_T/UA_{ref} e \dot{W}_T/\dot{W}_{ref} , para resfriamento direto e assistido do trem de compressão de CO_2 , com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$



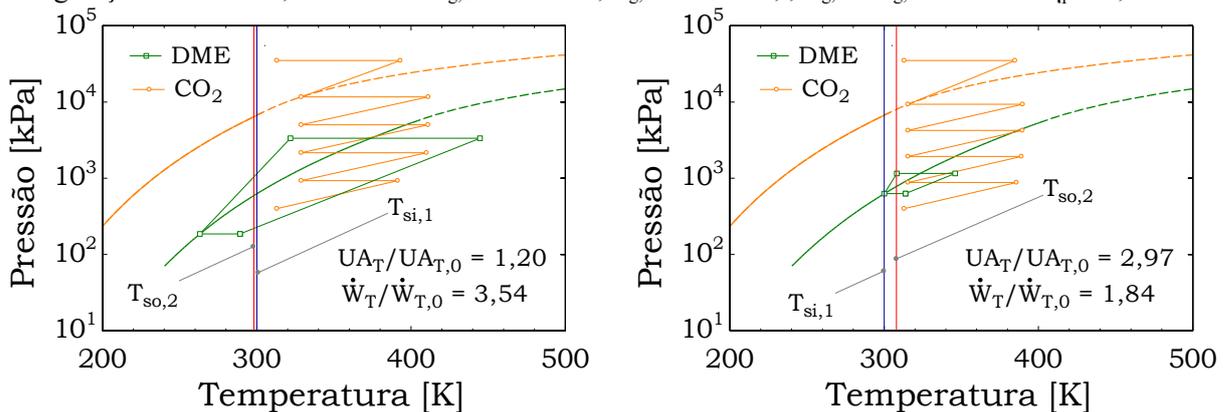
A essa altura, pode ser respondida outra questão proposta no início deste capítulo: é vantajoso empregar o ciclo de refrigeração para reduzir a temperatura do CO_2 abaixo da temperatura ambiente? Nesse sentido, a Figura 4.27 mostra as temperaturas interestágio do trem de compressão e as temperaturas de resfriamento, resultados da otimização multiobjetivo de UA e \dot{W} . Constata-se que não existem ótimos que demandem temperatura do gás comprimido abaixo da temperatura ambiente. Tal condição é requerida somente para água de resfriamento e nas situações em que o UA é prioridade, consequentemente, de \dot{W}_T elevado.

Figura 4.27 – Temperatura de resfriamento, $T_{so,2}$, e temperatura interestágio, $T_{g,int}$, correspondentes às fronteiras de Pareto do sistema de resfriamento direto (à esquerda) e assistido (à direita) do trem de compressão de CO_2 , com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$



Finalizando o capítulo, a Figura 4.28 exibe os estados termodinâmicos do processo de compressão e do ciclo de refrigeração em um diagrama P-T, para algumas condições selecionadas. À esquerda, tem-se um caso que prioriza a condutância térmica em detrimento da potência consumida e, à direita, observa-se o contrário. Note-se que, para a redução do UA, se busca elevar as diferenças de temperatura em cada trocador, o que significa, menores temperaturas da água de resfriamento e pressão de evaporação do DME e maiores temperaturas interestágio do CO₂ e pressão de condensação do DME; visualmente representada pelo “alargamento” do ciclo de refrigeração no diagrama. No caso de UA preterido, à direita, o ciclo de refrigeração opera com menor razão de compressão, praticamente apenas circulando o fluido refrigerante, em consonância com resultado do Cap. 2 e com o trabalho de da Rosa et al. [131].

Figura 4.28 – Diagramas P – T do trem de compressão de CO₂, com cinco estágios, e do ciclo de refrigeração otimizados, com dados $P_{g,e} = 400 \text{ kPa}$, $P_{g,s} = 35 \text{ MPa}$, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313 \text{ K}$ e $\eta_p = 0,8$



5 MODELO TERMOHIDRÁULICO E ANÁLISE ECONÔMICA

Neste capítulo, dá-se enfoque a uma modelagem mais detalhada do sistema descrito no capítulo anterior, quantificando efeitos de transferência de calor e perda de carga nos resfriadores de gás e no trocador de calor principal, em algumas condições de projeto delimitadas. Dessa forma, possibilita-se dimensionar as áreas, volumes e massas – variáveis cruciais na construção de FPSOs, com grande impacto nos custos da instalação – dos trocadores de calor, bem como incluir a penalização das perdas de carga sobre consumo energético do sistema.

Assim, prossegue-se com uma avaliação econômica que visa confrontar o retorno financeiro do sistema de resfriamento direto, estado da arte atual, e de resfriamento assistido, proposto por este trabalho. Até o presente momento, o desempenho dos sistemas tratados foi apresentado na forma de fronteiras de Pareto, ilustrando as soluções de compromisso entre potência consumida e condutância térmica total (analogamente, eficiência energética e dimensão), sem definir o ponto de projeto. Contudo, a inclusão de variáveis econômicas permite ponderar a importância de cada um dos objetivos, a fim de determinar um ponto de projeto ótimo, o qual minimiza o custo total do sistema.

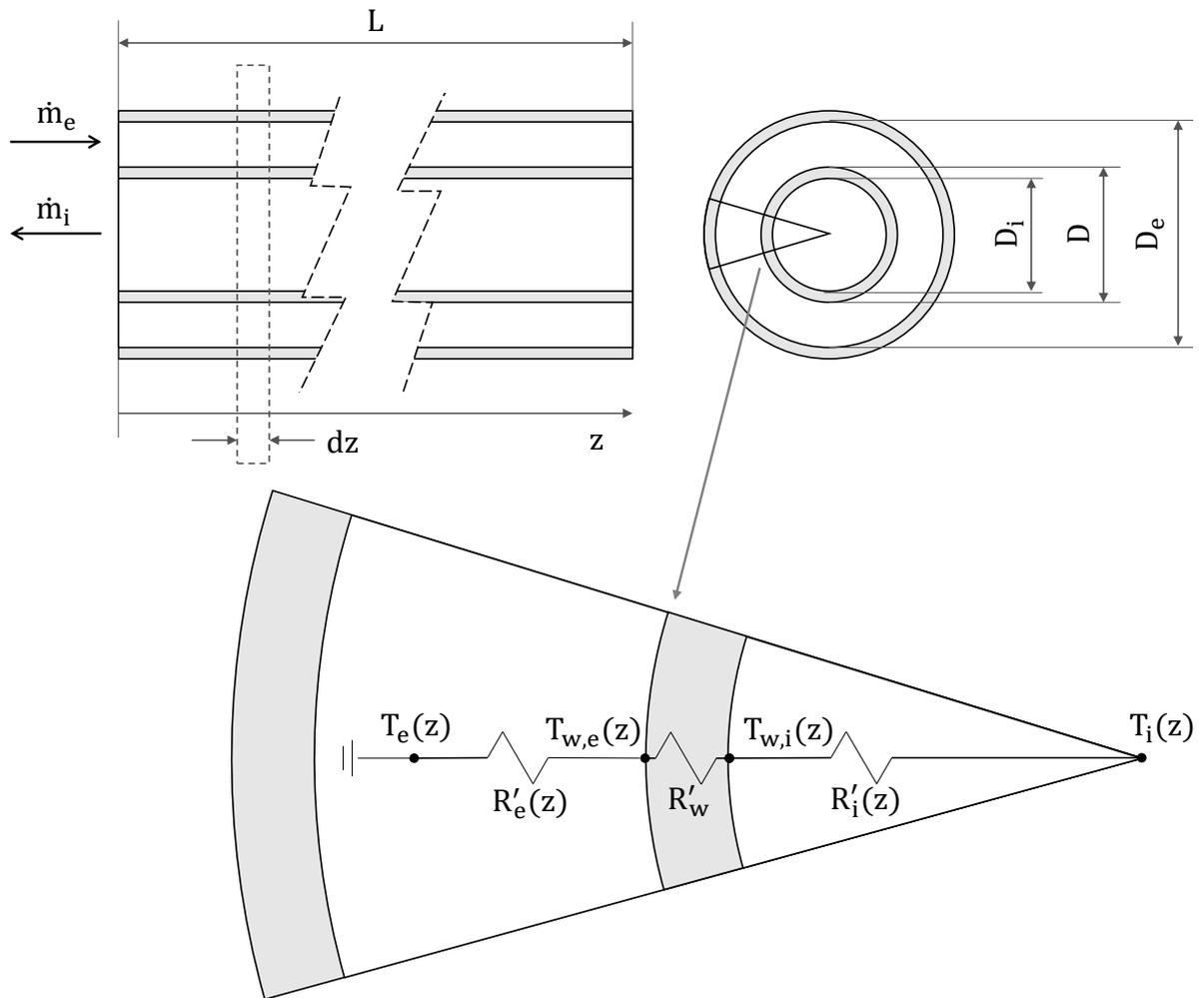
5.1 MODELAGEM

O refinamento desta modelagem em relação à do capítulo anterior consiste, basicamente, na inclusão de correlações para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor, U , e fatores de atrito, f , acopladas às equações de conservação de energia e de quantidade de movimento nos trocadores de calor. A modelagem dos compressores é idêntica à antecedente, contudo as pressões de sucção devem se alterar, uma vez que estão sendo consideradas perdas de carga nos trocadores.

Todos os trocadores de calor foram tratados como duplo-tubo em contracorrente, operando em regime estacionário, perfeitamente isolados na superfície externa. Apesar de não ser a geometria condizente com as instalações dos FPSOs atuais, que empregam trocadores casco-tubo para o resfriamento de gás e trocadores de placas para o sumidouro de calor, constitui uma simplificação suficientemente adequada para os fins deste trabalho, que propõe

uma análise comparativa. Genericamente, a Figura 5.1 ilustra o modelo de um duplo-tubo, com detalhe para o circuito térmico equivalente e respectivas temperaturas e resistências térmicas lineares, onde o subscrito e se refere à corrente externa (na região anular), i , à corrente interna e w , à parede do tubo. Tal esquema é o ponto de partida da modelagem que se aplica a todos os trocadores de calor do sistema, sejam os resfriadores de gás, o trocador de calor principal e o evaporador e o condensador do ciclo de refrigeração.

Figura 5.1 – Modelo de um trocador de calor duplo-tubo genérico



A Primeira Lei da Termodinâmica aplicada a cada uma das correntes [132], conjuntamente ao modelo para troca térmica no circuito equivalente [16], permite escrever a equação que segue,

$$\frac{d\dot{Q}}{dz} = \dot{m}_i \frac{dh_i}{dz} = \dot{m}_e \frac{dh_e}{dz} = \frac{T_i(z) - T_e(z)}{R'_{eq}(z)} \quad (5.1)$$

onde, R'_{eq} é a resistência térmica linear equivalente, dada pelas seguintes expressões,

$$R'_{eq}(z) = R'_e(z) + R'_w + R'_i(z) \quad (5.2)$$

$$R'_w = \frac{\ln(D/D_i)}{2\pi k_w} \quad (5.3)$$

$$R'_i = \frac{1}{\pi D_i U_i(z)} \quad (5.4)$$

$$R'_e = \frac{1}{\pi D U_e(z)} \quad (5.5)$$

sendo, k_w a condutividade térmica da parede, considerada constante, U_i e U_e os coeficientes de transferência de calor por convecção do lado tubular e anular, respectivamente. Perceba-se que, no caso mais geral, não é possível integrar diretamente a Eq. (5.1), pois os coeficientes U podem ser variáveis ao longo do trocador, o calor específico isobárico, $c_p = (\partial h / \partial T)_p$, é função da temperatura e, ainda, a entalpia específica pode ter dependência significativa da pressão.

Adicionando a equação de conservação da quantidade de movimento [132], são obtidas expressões para o cálculo da pressão ao longo dos escoamentos, da forma que segue,

$$\frac{dP_i}{dz} = \frac{4\tau_{w,i}(z)}{D_i} + G_i^2 \frac{dv_i}{dz} \quad (5.6)$$

$$G_i = \frac{4\dot{m}_i}{\pi D_i^2} \quad (5.7)$$

$$\frac{dP_e}{dz} = -\frac{4\tau_{w,i}(z)}{(D_e - D)} - G_e^2 \frac{dv_e}{dz} \quad (5.8)$$

$$G_e = \frac{4\dot{m}_e}{\pi(D_e^2 - D^2)} \quad (5.9)$$

em que, G_i são os fluxos de massa, constantes, e τ_w a tensão de cisalhamento nas paredes. O primeiro termo do lado direito das Eq. (5.6) e (5.7) se refere ao atrito viscoso e o segundo, à aceleração advectiva do fluido.

Dessa forma, o sistema de equações do trocador genérico encontra-se determinado, reduzido a quatro equações diferenciais, Eq. (5.1), (5.6) e (5.7), e quatro incógnitas, T_i , P_i , T_e , P_e . Lembrando que as propriedades são escritas na forma $v = v(P, T)$ e $h = h(P, T)$. Contudo, notadamente, ainda faltam expressões para os coeficientes de transferência de calor e fator de atrito, que serão tratadas particularmente para cada trocador.

A finalização da formulação dos modelos dos trocadores de calor foi dividida em três seções, pois, segundo o estado termodinâmico dos fluidos em cada caso, são exigidas diferentes abordagens numéricas. O mais simples é o trocador de calor principal do sistema de resfriamento direto, onde ambas as correntes são líquidas incompressíveis com propriedades constantes. Em seguida, são descritos o evaporador e do condensador do ciclo de refrigeração, em que ocorre mudança de fase convectiva. Por fim, tem-se o caso mais complexo, dos resfriadores de gás, que envolvem CO_2 supercrítico e demandam a discretização do trocador de calor. A geometria duplo-tubo foi escolhida, justamente, a fim de viabilizar a discretização dos trocadores de calor de CO_2 e foi estendida ao demais para assegurar uma mesma base comparativa.

5.1.1 Trocador de calor principal

Para correntes de líquido incompressível com propriedades constantes, toma-se $dh = c_p dT$ e $R'_{eq} = \text{cte}$, e a integral da Eq. (5.1) permite encontrar as expressões conhecidas da literatura de trocadores de calor, como segue

$$\dot{m}_i c_{p,i} (T_{i,L} - T_{i,0}) = \dot{m}_e c_{p,e} (T_{e,L} - T_{e,0}) = \frac{L}{R'_{eq}} \Delta T_{LM} \quad (5.10)$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{i,L} - T_{e,L}) - (T_{i,0} - T_{e,0})}{\ln\left(\frac{T_{i,L} - T_{e,L}}{T_{i,0} - T_{e,0}}\right)} \quad (5.11)$$

em que, a fim de simplificar a notação, se escreve $T_i(z = L) = T_{i,L}$, $T_i(z = 0) = T_{i,0}$ e assim sucessivamente.

Os coeficientes de transferência de calor foram obtidos por meio da correlação de Gnielinski [133], amplamente recomendada para este tipo de escoamento, tanto no tubo interno, quanto no espaço anular [134], como segue,

$$Nu_i = \frac{U_i D_i}{k_i} = \frac{\frac{f_i}{8} (Re_i - 1000) Pr_i}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{f_i}{8}} (Pr_i^{2/3} - 1)} \quad (5.12)$$

$$f_i = 8 \frac{\tau_{w,i}}{G_i^2 v_i} = [0,79 \ln(Re_i) - 1,64]^{-2} \quad (5.13)$$

$$Nu_e = \frac{U_e (D_e - D)}{k_e} = \frac{\frac{f_e}{8} (Re_e - 1000) Pr_e}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{f_e}{8}} (Pr_e^{2/3} - 1)} \quad (5.14)$$

$$f_e = 8 \frac{\tau_{w,e}}{G_e^2 v_e} = [0,79 \ln(Re_e) - 1,64]^{-2} \quad (5.15)$$

onde Nu é o número de Nusselt, f , o fator de atrito de Darcy, k , a condutividade térmica, Pr , o número de Prandtl e Re , o número de Reynolds. Por sua vez, calculado pelas seguintes expressões,

$$Re_i = \frac{G_i D_i}{\mu_i} \quad (5.16)$$

$$\text{Re}_e = \frac{G_e(D_e - D)}{\mu_i} \quad (5.17)$$

nas quais μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

Para o cálculo da perda de carga, retornando às Eq. (5.6) e (5.7), sabe-se que o fator de atrito é constante e que não há variação do volume específico do fluido, de modo que,

$$P_{i,L} - P_{i,0} = \frac{f_i}{2D_i} G_i^2 v_i \quad (5.18)$$

$$P_{e,L} - P_{e,0} = -\frac{f_e}{2(D_e - D)} G_e^2 v_e \quad (5.19)$$

Em se conhecendo a variação de pressão nas correntes, calcula-se a potência mecânica consumida pelas bombas destinadas a esse serviço, \dot{W}_b , como segue,

$$\dot{W}_{b,i} = \frac{\dot{m}_i v_i (P_{i,L} - P_{i,0})}{\eta_b} \quad (5.20)$$

$$\dot{W}_{b,e} = -\frac{\dot{m}_e v_e (P_{e,L} - P_{e,0})}{\eta_b} \quad (5.21)$$

onde $\eta_b = 0,8$ é a eficiência isentrópica das bombas.

Por fim, cabe apontar que: (1) todas as propriedades termodinâmicas requeridas por este modelo foram avaliadas na temperatura média da corrente, $(T_L + T_0)/2$ e (2) os valores de pressão, propriamente, não são relevantes para este caso (líquido incompressível), somente sua variação total, $P_L - P_0$.

5.1.2 Evaporador

Determinou-se que a corrente de fluido refrigerante seja interna ao tubo e a corrente externa seja de água de resfriamento. Desta forma, para o escoamento anular são empregadas

as mesmas correlações que as da seção anterior, com as devidas propriedades e demais parâmetros. Tomando a corrente de refrigerante, é necessário dividir o evaporador em duas seções, uma onde ocorre a evaporação e outra de superaquecimento, devido a diferentes condições termodinâmicas e mecanismos de transferência de calor. Assim, a integral da Eq. (5.1) deve ser efetuada em cada trecho do evaporador, observando, segundo a Figura 5.1, que o fluido refrigerante entra em $z = L$ e sai em $z = 0$.

Para a porção superaquecida, localizada em $0 \leq z < L_{sh}$, obtêm-se as seguintes expressões,

$$\dot{m}_i(h_{i,L_{sh}} - h_{i,0}) = \dot{m}_e c_{p,e} (T_{e,L_{sh}} - T_{e,0}) = \frac{L_{sh}}{R'_{eq,sh}} \Delta T_{LM,sh} \quad (5.22)$$

$$h_{i,L_{sh}} = h_v(T_{evap}) \quad (5.23)$$

$$\Delta T_{LM,sh} = \frac{(T_{i,L_{sh}} - T_{e,L_{sh}}) - (T_{i,0} - T_{e,0})}{\ln\left(\frac{T_{i,L_{sh}} - T_{e,L_{sh}}}{T_{i,0} - T_{e,0}}\right)} \quad (5.24)$$

onde, $T_{evap} = T_{i,L}$ é a temperatura de evaporação, h_v é a entalpia específica do vapor saturado e o subscrito sh refere-se a superaquecido.

Para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor do vapor superaquecido foi utilizada a correlação de Gnielinski [133], avaliada na temperatura e pressão média, assim como na seção 5.1.1. Do mesmo modo, a perda de carga neste trecho foi calculada conforme a Eq. (5.19). Note-se que os efeitos de aceleração do vapor no processo são pouco significativos e foram desconsiderados.

Tomando o trecho em que ocorre a evaporação, propriamente, a integração da Eq. (5.1) leva à seguinte formulação,

$$\dot{m}_i(h_{i,L} - h_{i,L_{sh}}) = \dot{m}_e c_{p,e} (T_{e,L} - T_{e,L_{sh}}) = \frac{L_{evap}}{R'_{eq,evap}} \Delta T_{LM,evap} \quad (5.25)$$

$$\Delta T_{LM, \text{evap}} = \frac{T_{e, L_{sh}} - T_{e, L}}{\ln \left(\frac{T_{e, L_{sh}} - T_{\text{evap}}}{T_{e, L} - T_{\text{evap}}} \right)} \quad (5.26)$$

Para o cálculo da troca de calor por evaporação convectiva, adotou-se a correlação de Gungor e Winterton [135], recomendada pela ASHRAE [136]. O coeficiente de transferência de calor local dessa correlação é obtido por meio do seguinte equacionamento,

$$U(x) = E \left[1 + 3000 \text{Bo}^{0,86} + 1,12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,75} \left(\frac{v_v}{v_\ell} \right)^{0,41} \right] U_\ell \quad (5.27)$$

$$\frac{U_\ell D_i}{k_\ell} = 0,023 \text{Re}_\ell^{0,8} \text{Pr}_\ell^{0,4} \quad (5.28)$$

$$\text{Re}_\ell = \frac{G_i(1-x)D_i}{\mu_\ell} \quad (5.29)$$

$$\text{Bo} = \frac{q''}{G_i(h_v - h_\ell)} \quad (5.30)$$

$$E = \min(1, \text{Fr}_\ell^{0,1-2\text{Fr}_\ell}) \quad (5.31)$$

$$\text{Fr}_\ell = \frac{(G_i v_\ell)^2}{g D_i} \quad (5.32)$$

onde x é a fração de vapor (título), Fr_ℓ é o número de Froude, q'' é o fluxo de calor local e os subscritos ℓ e v se referem a líquido e vapor saturados, respectivamente. Destaca-se que a partir da Eq. (5.27) se calcula o valor local do coeficiente, que foi integrado numericamente do título em $z = L_{sh}$ até o título em $z = L$, considerando um fluxo de calor \bar{q}'' médio constante, escrito da seguinte forma,

$$\bar{q}'' = \frac{\dot{m}_i(h_{i,L} - h_{i,L_{sh}})}{\pi D_i L_{\text{evap}}} \quad (5.33)$$

Note-se que L_{evap} é a princípio desconhecido, sendo justamente o resultado da modelagem do evaporador, de modo que fica estabelecido um sistema de equações não-lineares, a ser resolvido numericamente. Determinando adequadamente os valores iniciais, o EES é capaz de resolver o sistema de equações sem dificuldade [111].

A perda de carga no escoamento bifásico foi obtida pela correlação de Müller-Steinhagen e Heck [137], de base totalmente empírica, também recomendada pela ASHRAE [136]. Tal formulação combina parcelas de atrito devido ao escoamento da fase líquida, $\tau_{w,\ell}$, e da fase vapor, $\tau_{w,v}$, por meio da equação que segue,

$$\tau_w = [\tau_{w,\ell} + 2(\tau_{w,v} - \tau_{w,\ell})x](1 - x)^{1/3} + \tau_{w,v}x^3 \quad (5.34)$$

em que, por sua vez, as parcelas são calculadas relativas ao fluxo mássico total, considerando escoamentos monofásicos, da seguinte maneira,

$$\tau_{w,\ell} = \frac{f_\ell G_i^2 v_\ell}{8} \quad (5.35)$$

$$f_\ell = \begin{cases} 64/\text{Re}_\ell, & \text{Re}_\ell \leq 1187 \\ 0,3164/\text{Re}_\ell^{1/4}, & \text{Re}_\ell > 1187 \end{cases} \quad (5.36)$$

$$\text{Re}_\ell = \frac{G_i D_i}{\mu_\ell} \quad (5.37)$$

$$\tau_{w,v} = \frac{f_v G_i^2 v_v}{8} \quad (5.38)$$

$$f_v = \begin{cases} 64/\text{Re}_v, & \text{Re}_v \leq 1187 \\ 0,3164/\text{Re}_v^{1/4}, & \text{Re}_v > 1187 \end{cases} \quad (5.39)$$

$$\text{Re}_v = \frac{G_i D_i}{\mu_v} \quad (5.40)$$

Deve-se destacar um aspecto sobre a modelagem do evaporador. Uma vez que está sendo considerada a variação de pressão, espera-se que o processo de evaporação não seja isotérmico, pois na região de saturação $T = T(P)$. Entretanto, essa variação foi desprezada com base numa análise de escala simplificada, que faz uso da relação de Clausius-Clapeyron [22] e da analogia de Colburn [138] na porção líquida, respectivamente,

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{\text{sat}} = \frac{h_v - h_\ell}{T(v_v - v_\ell)} \quad (5.41)$$

$$\frac{f_\ell}{8} = \frac{U_\ell \text{Pr}_\ell^{2/3}}{Gc_{p,\ell}} \quad (5.42)$$

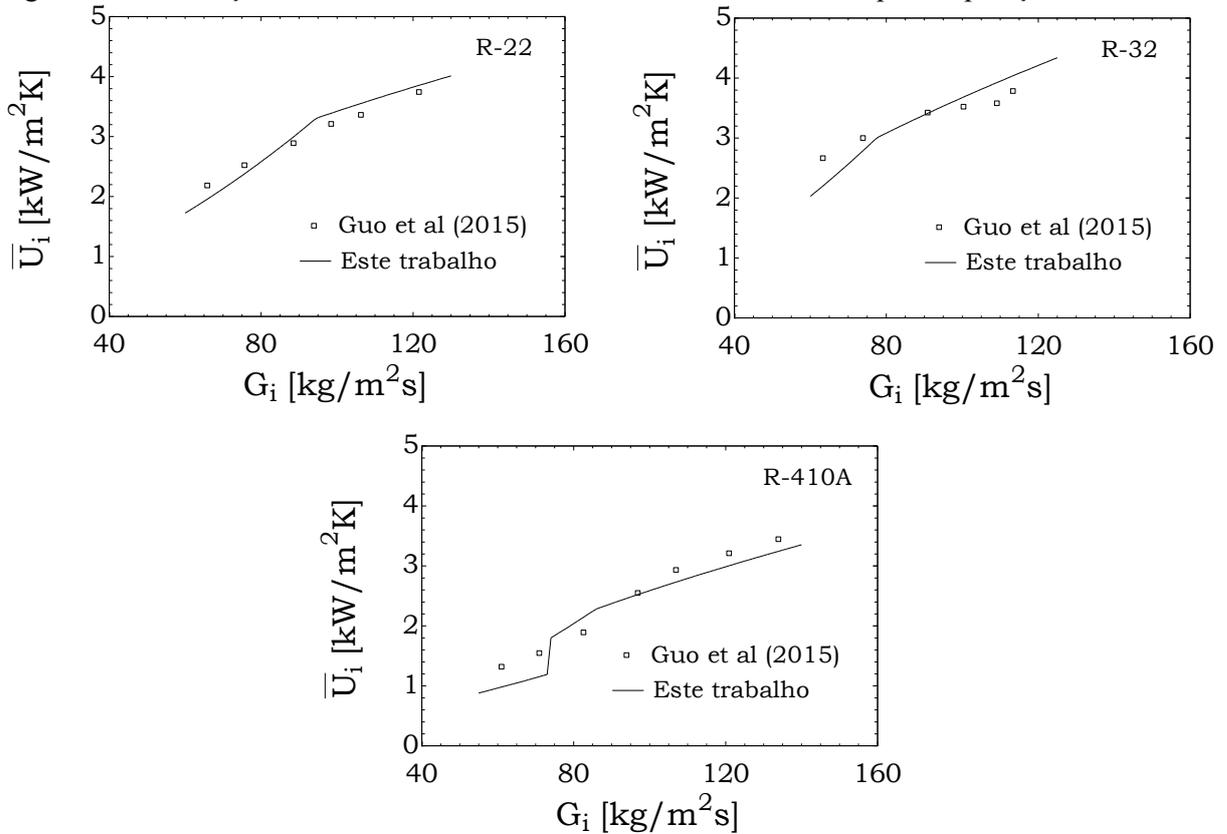
As Eq. (5.41) e (5.42) combinadas às equações de conservação permitem se obter a seguinte expressão,

$$\frac{\Delta T_{\text{evap}}}{T_{\text{evap}}} \sim \frac{(Gv_\ell)^2}{c_{p,\ell}(T_e - T_i)} \text{Pr}_\ell^{2/3} \left(\frac{v_v}{v_\ell} - 1\right) \quad (5.43)$$

Assim, tomando como exemplo um caso com dimetil éter na temperatura de evaporação $T_{\text{evap}} = T_i = 280$ K, temperatura de corrente externa $T_e = 310$ K e a velocidade do escoamento de líquido $Gv_\ell = 1$ m/s, tem-se que a variação de temperatura no evaporador seria da ordem $\Delta T_{\text{evap}} \sim 0,686$ K, considerada desprezível.

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por evaporação convectiva foi validado frente ao trabalho experimental de Guo et al. [139], conforme exibido na Figura 5.2, onde se constata boa adequação do modelo utilizado.

Figura 5.2 – Validação do cálculo do coeficiente de transferência de calor por evaporação convectiva



5.1.3 Condensador

Também neste caso, o refrigerante foi alocado na parte interna do duplo-tubo. Assim, o escoamento no espaço anular é de água do mar, para o qual foram empregadas as correlações da seção 5.1.1. No interior do condensador é necessário avaliar três regiões para a modelagem, a primeira com sub-resfriamento do líquido, no trecho $0 \leq z < L_{sc}$, em seguida, condensação propriamente, de $z = L_{sc}$ a $z = L_{sc} + L_{cond}$, e, por fim, o desuperaquecimento do vapor, no trecho $L_{sc} + L_{cond} < z \leq L$. Observa-se que o escoamento de refrigerante é no sentido da direita para a esquerda, como na Figura 5.1.

Para a porção líquida, são obtidas as seguintes equações,

$$\dot{m}_i(h_{i,L_{sc}} - h_{i,0}) = \dot{m}_e c_{p,e}(T_{e,L_{sc}} - T_{e,0}) = \frac{L_{sc}}{R'_{eq,sc}} \Delta T_{LM,sc} \quad (5.44)$$

$$h_{i,L_{sc}} = h_{\ell}(T_{cond}) \quad (5.45)$$

$$\Delta T_{LM,sc} = \frac{(T_{i,L_{sc}} - T_{e,L_{sc}}) - (T_{i,0} - T_{e,0})}{\ln\left(\frac{T_{i,L_{sc}} - T_{e,L_{sc}}}{T_{i,0} - T_{e,0}}\right)} \quad (5.46)$$

onde, T_{cond} é a temperatura de condensação, h_{ℓ} é a entalpia específica do líquido saturado e o subscrito sc refere-se a sub-resfriamento.

Da mesma forma, para região de desuperaquecimento do vapor, tem-se que,

$$\dot{m}_i(h_{i,L} - h_{i,L_{sc}+L_{cond}}) = \dot{m}_e c_{p,e}(T_{e,L} - T_{e,L_{sc}+L_{cond}}) = \frac{L_{dsh}}{R'_{eq,dsh}} \Delta T_{LM,dsh} \quad (5.47)$$

$$h_{i,L_{sc}+L_{cond}} = h_v(T_{cond}) \quad (5.48)$$

$$\Delta T_{LM,dsh} = \frac{(T_{i,L} - T_{e,L}) - (T_{i,L_{sc}+L_{cond}} - T_{e,L_{sc}+L_{cond}})}{\ln\left(\frac{T_{i,L_{sc}} - T_{e,L_{sc}}}{T_{i,0} - T_{e,0}}\right)} \quad (5.49)$$

Novamente, são empregadas as correlações de Gnielinsk [133] para a obtenção dos coeficientes de transferência de calor e fator de atrito, avaliadas na temperatura média da corrente e desprezando o efeito da pressão sobre as propriedades termodinâmicas nestas regiões. Também, foi desconsiderado o efeito da variação da quantidade de movimento sobre a variação de pressão.

Agora, avaliando o trecho onde ocorre a condensação, escrevem-se, a partir da integral da Eq. (5.1), as seguintes expressões,

$$\dot{m}_i(h_{i,L_{cond}+L_{sc}} - h_{i,L_{cond}}) = \dot{m}_e c_{p,e}(T_{e,L_{cond}+L_{sc}} - T_{e,L_{sc}}) = \frac{L_{cond}}{R'_{eq,cond}} \Delta T_{LM,cond} \quad (5.50)$$

$$\Delta T_{LM,dsh} = \frac{(T_{i,L} - T_{e,L}) - (T_{i,L_{sc}+L_{cond}} - T_{e,L_{sc}+L_{cond}})}{\ln\left(\frac{T_{i,L_{sc}} - T_{e,L_{sc}}}{T_{i,0} - T_{e,0}}\right)} \quad (5.51)$$

$$\Delta T_{LM,cond} = \frac{T_{e,L_{cond}+L_{sc}} - T_{e,L_{sc}}}{\ln\left(\frac{T_{cond} - T_{e,L_{sc}}}{T_{cond} - T_{e,L_{sc}+L_{cond}}}\right)} \quad (5.52)$$

Empregou-se a correlação proposta por Shah [140, 141, 142] para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor por condensação convectiva no interior de tubos horizontais, a qual é recomendada pela ASHRAE [136]. O procedimento se inicia com a obtenção dos fatores J_g , Z e do número de Weber, We , com segue,

$$J_g = \frac{xG_i}{\left[gD_i \frac{1}{v_v} \left(\frac{1}{v_l} - \frac{1}{v_v}\right)\right]^{0,5}} \quad (5.53)$$

$$Z = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0,8} \left(\frac{P_{cond}}{P_{crit}}\right)^{0,4} \quad (5.54)$$

$$We = \frac{G_i^2 v_v D_i}{\sigma} \quad (5.55)$$

onde $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ é aceleração gravitacional e σ é a tensão superficial do fluido. Em seguida, é necessário determinar o regime do escoamento multifásico, com base nos critérios a seguir,

$$\text{Regime III: } J_g \leq J_{g,II-III} = \frac{0,95}{1,254 + 2,27Z^{1,249}} \quad (5.56)$$

$$\text{Regime I: } We > 100 \text{ e } J_g \geq J_{g,I-II} = \frac{0,98}{(Z + 0,263)^{0,62}} \quad (5.57)$$

e o Regime II ocorre nas demais condições. Por fim, os coeficientes de transferência de calor são dados pelas expressões a seguir,

$$\text{Regime I: } U = U_I \quad (5.58)$$

$$\text{Regime II: } U = U_I + U_{Nu} \quad (5.59)$$

$$\text{Regime III: } U = U_{Nu} \quad (5.60)$$

onde,

$$U_I = \left(\frac{k_\ell}{D_i}\right) 0,023 \text{Re}_{LS}^{0,8} \text{Pr}_\ell^{0,4} \left(1 + \frac{3,8}{Z^{0,95}}\right) \left(\frac{\mu_\ell}{14\mu_v}\right)^{0,0058+0,557\text{Pr}} \quad (5.61)$$

$$U_{Nu} = \left(\frac{k_\ell}{D_i}\right) 1,32 \text{Re}_{LS}^{-1/3} \left[\frac{\left(1 - \frac{v_\ell}{v_v}\right) g D_i^3}{(\mu_\ell v_\ell)^2} \right]^{1/3} \quad (5.62)$$

$$\text{Re}_{LS} = \frac{G_i D_i (1 - x)}{\mu_\ell} \quad (5.63)$$

Observa-se que a existência de três regimes de transferência de calor, em função do título, dificulta o cálculo do coeficiente de transferência de calor médio, $\bar{U}\Delta x = \int U(x)dx$. Então, propõe-se uma pequena discussão que visa simplificar o procedimento. Primeiro, investiga-se a ocorrência de cada regime e as respectivas transições ao longo do condensador, para as condições de interesse do trabalho, como mostra a Figura 5.3. Vê-se que o regime III se refere a fluxos de massa muito baixos, praticamente não encontrados em aplicações de refrigeração deste porte [143, 144]. Em seguida, comparando os regimes I e II, se analisa a possibilidade de utilizar somente o termo U_I para cálculo do coeficiente de transferência de calor, o que significa subestimá-lo, a fim de simplificar a obtenção da média. Isso equivale a considerar que todo o condensador esteja sob o regime I. A Figura 5.4 mostra o resultado do U médio considerando apenas o regime I e considerando a transição II-I, onde se constata não haver desvio significativos, sobretudo para fluxos de massa mais altos.

Figura 5.3 – Regimes de condensação convectiva para o dimetil éter a 40 °C, segundo Shah [141]

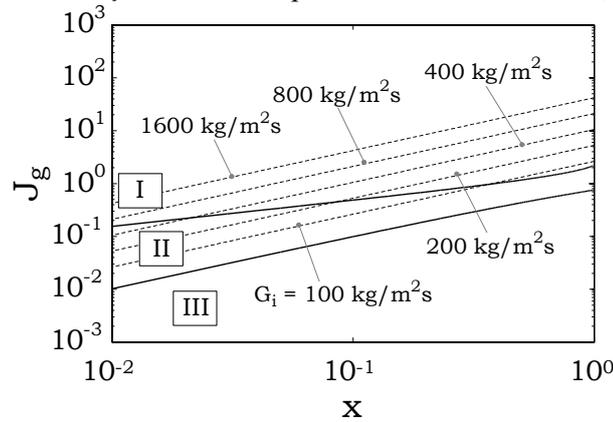
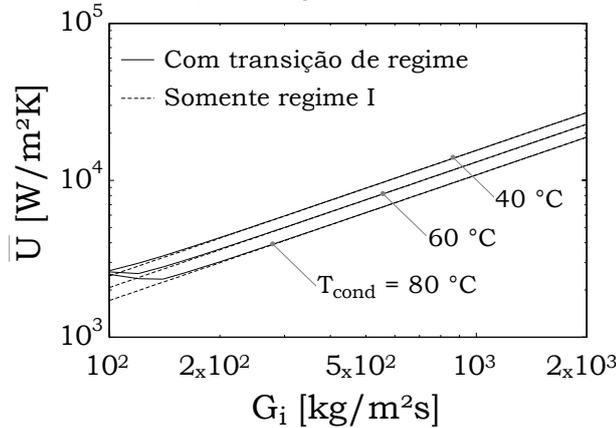


Figura 5.4 – Cálculo do coeficiente de transferência de calor médio, para condensação convectiva do dimetil éter, considerando ou não a transição de regime



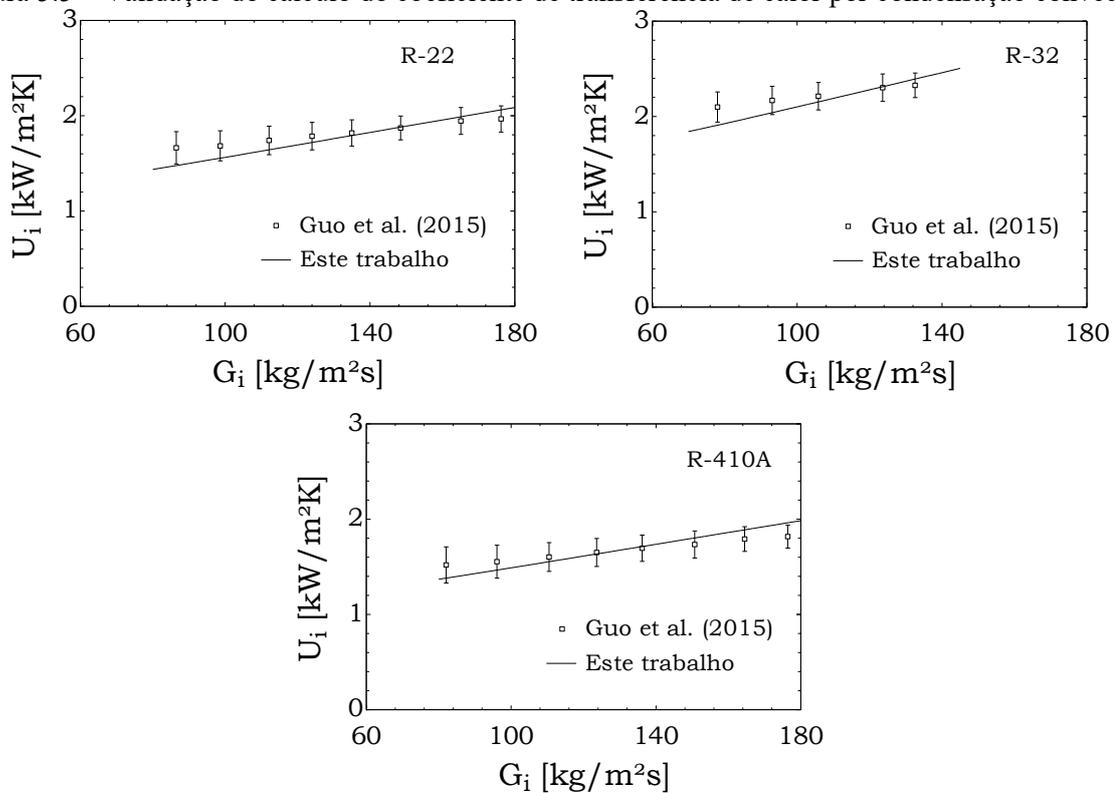
A variação de pressão no condensador foi obtida da mesma forma que a do evaporador, isto é, com o método de Müller-Steinhagen e Heck [137]. Perceba-se que o efeito de desaceleração do fluido durante a condensação, devido a redução do volume específico ao longo processo, reduz a magnitude da queda de pressão no condensador. Efeito oposto ao observado no evaporador, onde o fluido acelera e intensifica a queda da pressão. Ainda, cabe retomar a Eq. (5.43), também aplicável neste caso, de modo a justificar que o condensador seja tratado como isotérmico,

$$\frac{\Delta T_{\text{cond}}}{T_{\text{cond}}} \sim \frac{(Gv_{\ell})^2}{c_{p,\ell}(T_e - T_i)} \text{Pr}_{\ell}^{2/3} \left(\frac{v_v}{v_{\ell}} - 1 \right) \quad (5.64)$$

Assim, atribuindo a Eq. (5.64) valores típicos da condensação do dimetil éter abordados neste trabalho, quais sejam $T_{\text{cond}} = T_i = 330 \text{ K}$, $T_e = 300 \text{ K}$ e $Gv_\rho = 1 \text{ m/s}$, tem-se que a variação de temperatura ao longo da condensação seria da ordem $\Delta T_{\text{cond}} \sim 0,153 \text{ K}$, também considerada desprezível.

A Figura 5.5 expõe a comparação entre coeficiente de transferência de calor por condensação convectiva do modelo apresentado e do trabalho experimental de Guo et al. [139], validando os cálculos efetuados.

Figura 5.5 – Validação do cálculo do coeficiente de transferência de calor por condensação convectiva



5.1.4 Resfriadores de gás

Nestes trocadores de calor, considerou-se o gás comprimido como a corrente interna aos tubos e a água de resfriamento como a corrente externa, para a qual, mais uma vez, são aplicáveis as expressões da seção 5.1.1 para o cálculo da troca de calor convectiva e da perda de carga. Todavia, conforme comentado anteriormente, um aspecto de suma importância na modelagem termo-hidráulica do dióxido de carbono na região supercrítica é a intensa variação de propriedades termodinâmicas e de transporte, em função da temperatura e da pressão. Essa

variação torna inviável a integração analítica da Eq. (5.1) e o emprego de valores médios de coeficiente de transferência de calor e de fator de atrito. Dessa forma, para os resfriadores de gás, a referida equação deve ser resolvida numericamente, em conjunto com a Eq. (5.6), da variação de pressão no escoamento, e com as devidas correlações para U e f .

Para resfriamento de CO_2 , incluindo a região supercrítica, empregou-se a correlação de Petrov e Popov [145], recomendada por [146, 147], conforme as expressões que seguem,

$$\text{Nu}_i = \frac{U_i D}{k_i} = \frac{\frac{f_i}{8} \text{Re}_i \bar{\text{Pr}}_i}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{f_i}{8}} \left[\bar{\text{Pr}}_i^{2/3} \sqrt{\frac{v_i}{v_{w,i}}} \left(1 - 0,9 \sqrt{\frac{|f_{ac}|}{f_i}} \right) \left(1 - 1,0 \sqrt{\frac{|f_{ac}|}{f_i}} \right) \right]} \quad (5.65)$$

$$\bar{\text{Pr}}_i = \frac{\bar{c}_p \mu_i}{k_i} = \frac{h_i - h_{w,i}}{T_i - T_{w,i}} \frac{\mu_i}{k_i} \quad (5.66)$$

$$f_{ac} = 2D_i \frac{1}{v_i} \frac{dv_i}{dz} = - \frac{8U_i (T_i - T_e)}{G_i} \frac{\beta_i}{c_{p,i}} \quad (5.67)$$

$$f_i = \left(\frac{\mu_{w,i}}{\mu_i} \right)^{1/4} [0,79 \ln(\text{Re}_i) - 1,64]^{-2} + 0,17 \left(\frac{v_i}{v_{w,i}} \right)^{1/3} |f_{ac}| \quad (5.68)$$

onde, o subscrito w se refere a propriedades termofísicas na temperatura da parede, $\bar{\text{Pr}}_i$ é avaliado num calor específico médio, conforme definição acima, e f_{ac} é o adimensional da variação de pressão devida aceleração do fluido, na forma de um fator de atrito equivalente. Note-se que todas as propriedades do CO_2 nas Eq. (5.65) – (5.68) são função da temperatura e da pressão.

Como estratégia de solução para o sistema de equações, procedeu-se de forma análoga ao modelo dos trocadores de calor do capítulo anterior. Assim, primeiramente, são determinados os perfis de entalpia específica nas correntes, na forma,

$$h_i(\xi) = h_{i,2} + (h_{i,1} - h_{i,2})\xi \quad (5.69)$$

$$h_e(\xi) = h_{e,1} + (h_{e,2} - h_{e,1})\xi \quad (5.70)$$

em que $\xi = \dot{Q}^*/\dot{Q}$ possui a mesma definição que no Cap. 4, sendo o caminho adimensional da troca térmica, tal que $0 \leq \xi \leq 1$. É fundamental observar que $d\xi \neq dz/L$. Perceba-se também que, para o escoamento externo, incompressível e com c_p constante, tem-se diretamente $T_e(\xi) = T_{e,1} + (T_{e,2} - T_{e,1})\xi$. Porém, na corrente de CO_2 , é necessário considerar a dependência da pressão, de modo que $T_e = T(h_e, P_e)$ e, por ora, só é conhecida a pressão em uma extremidade do trocador.

Dando prosseguimento, a Eq. (5.1) é reescrita empregando-se a definição de ξ e expressa na forma integral, conforme segue,

$$\dot{Q} \frac{d\xi}{dz} = \frac{R'_{\text{eq}}(z)}{T_i(z) - T_e(z)} \rightarrow dz = \dot{Q} \frac{R'_{\text{eq}}(\xi)}{T_i(\xi) - T_e(\xi)} d\xi \quad (5.71)$$

$$L(\xi) = \dot{Q} \int_0^\xi \frac{R'_{\text{eq}}(\xi^*)}{T_i(\xi^*) - T_e(\xi^*)} d\xi^* \quad (5.72)$$

Destaca-se, contudo, que não é possível resolver Eq. (5.72) primeiramente e depois partir para o cômputo das perdas de carga, como nos casos de fluido incompressível ou de $h = h(T)$. Para o CO_2 supercrítico, como a entalpia específica é função da pressão, é necessário levar em conta a variação de pressão no trocador de calor, isto é, resolver simultaneamente a equação de conservação de energia e a equação de conservação de quantidade de movimento. Conhecendo-se a relação entre dz e $d\xi$, vinda da Eq. (5.72), e a correlação do fator de atrito, da Eq. (5.68), pode se escrever uma expressão para $P(\xi)$ da seguinte forma⁶,

$$dP = \frac{f_i}{2D_i} G_i^2 v_i \dot{Q} \frac{R'_{\text{eq}}(\xi)}{T_i(\xi) - T_e(\xi)} d\xi \quad (5.73)$$

⁶ Optou-se por escrever a formulação deste modo, por ser adequado às características computacionais do EES. Fazendo analogia com o método das diferenças finitas, calcula-se o incremento Δz na Eq. (5.71), retornando-se com esse valor à Eq. (5.73) a fim de calcular do incremento ΔP .

$$P_i(\xi) - P_i(0) = \frac{G_i^2 \dot{Q}}{2D_i} \int_0^\xi \frac{f_i v_i R'_{eq}(\xi^*)}{T_i(\xi^*) - T_e(\xi^*)} d\xi^* \quad (5.74)$$

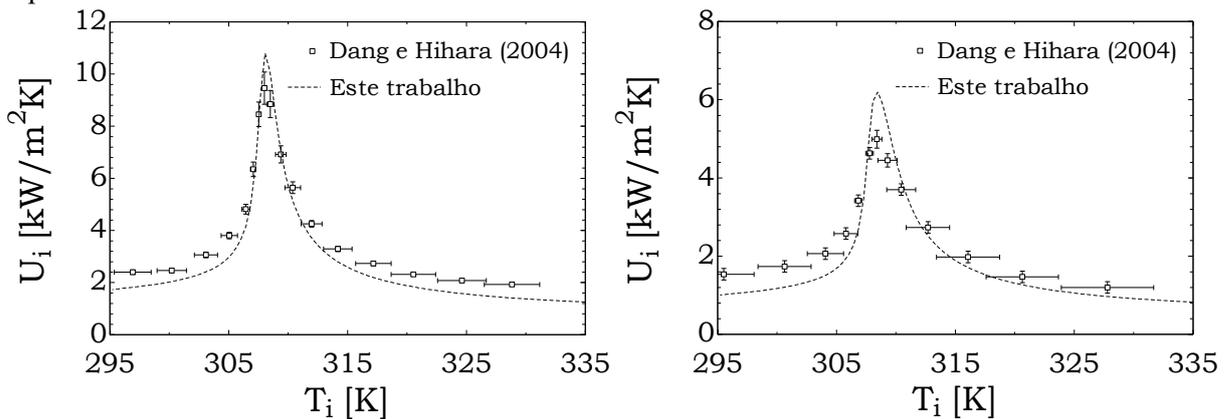
Por fim, resta se obter uma equação para o cálculo da temperatura da parede do tubo do lado quente, requerida pelas correlações das Eq. (5.65) – (5.68). Tal temperatura é incluída no sistema de equações por meio do balanço de energia no circuito térmico equivalente, da Figura 5.1, até o nó $T_{w,i}(z)$, como segue,

$$T_{w,i}(\xi) = T_i(\xi) - [T_i(\xi) - T_e(\xi)] \frac{R'_i(\xi)}{R'_{eq}(\xi)} = T_e(\xi) + [T_i(\xi) - T_e(\xi)] \frac{R'_e + R'_w}{R'_{eq}(\xi)} \quad (5.75)$$

Dessa forma, completa-se o modelo que descreve o comportamento termo-hidráulico dos resfriadores de gás. O sistema de equações integral resultante foi resolvido no software EES, do qual também se obtiveram todas as propriedades termodinâmicas necessárias.

Por fim, a modelagem do resfriamento do dióxido de carbono supercrítico foi validada com os resultados experimentais de Dang e Hihara [148], confrontando o coeficiente de transferência de calor local em função da temperatura média de mistura do CO_2 , como mostrado pela Figura 5.6.

Figura 5.6 – Validação do cálculo do coeficiente de transferência de calor para resfriamento do CO_2 supercrítico



5.1.5 Acoplamento dos modelos e procedimento de cálculo

Esta seção dedica-se a comentar sobre a inclusão dos modelos dos trocadores de calor duplo-tubo à simulação termodinâmica do sistema de resfriamento direto e assistido do trem de compressão, discutida no Cap. 4. Apresenta-se uma rotina de cálculo, que visa sobretudo explicitar as variáveis de entrada e de saída esperadas.

O primeiro passo trata da conservação da massa nos trocadores de calor. Na descrição dos modelos a partir da Figura 5.1, atém-se somente a um único duplo-tubo; entretanto na simulação do sistema, cuja vazão mássica de gás comprimido é \dot{m}_g , é necessário considerar vários duplo-tubos em paralelo, para que os fluxos de massa sejam razoáveis. Desse modo, para os resfriadores de gás, tem-se que,

$$G_{g,i} = \frac{\dot{m}_g}{Nt_{r,i} \frac{\pi D_i^2}{4}} \quad (5.76)$$

$$G_{so,i} = \frac{\dot{m}_{so,i}}{Nt_{gc,i} \frac{\pi(D_e^2 - D^2)}{4}} \quad (5.77)$$

onde $G_{g,i}$ é o fluxo de massa de CO₂, $G_{so,i}$ é o fluxo de massa de água e $Nt_{gc,i}$ é o número de tubos em paralelo, todos referentes ao i-ésimo resfriador de gás. Do mesmo modo, segue-se para o trocador de calor principal no sistema de resfriamento direto,

$$G_{so,h} = \frac{\dot{m}_{so,T}}{Nt_h \frac{\pi D_i^2}{4}} \quad (5.78)$$

$$G_{si} = \frac{\dot{m}_{si}}{Nt_h \frac{\pi(D_e^2 - D^2)}{4}} \quad (5.79)$$

e para o evaporador e o condensador do sistema de resfriamento assistido,

$$G_{\text{evap}} = \frac{\dot{m}_r}{Nt_{\text{evap}} \frac{\pi D_i^2}{4}} \quad (5.80)$$

$$G_{\text{so,h}} = \frac{\dot{m}_{\text{so,T}}}{Nt_{\text{evap}} \frac{\pi(D_e^2 - D^2)}{4}} \quad (5.81)$$

$$G_{\text{cond}} = \frac{\dot{m}_r}{Nt_{\text{cond}} \frac{\pi D_i^2}{4}} \quad (5.82)$$

$$G_{\text{si}} = \frac{\dot{m}_{\text{si}}}{Nt_{\text{cond}} \frac{\pi(D_e^2 - D^2)}{4}} \quad (5.83)$$

onde Nt_h é o número de tubos do trocador de calor principal, Nt_{evap} do evaporador e Nt_{cond} do condensador. Destaca-se que são adotados os mesmos diâmetros do tubo interno e externo para todos os trocadores de calor.

Prosseguindo, são descritos os impactos da modelagem termo-hidráulica dos trocadores de calor sobre o equacionamento termodinâmico do Cap. 4. A diferença substancial reside em modificar a Eq. 4.34 para envolver as perdas de carga, como segue,

$$P_{g,2i+1} = P_{g,2i-1} \left(\frac{P_{g,2N+1}}{P_{g,1}} \right)^{1/N} = P_{g,2i} - \Delta P_{g,i} \quad (5.84)$$

onde $\Delta P_{g,i}$ é dado pela modelagem dos resfriadores de gás, conforme seção 5.1.4. Naturalmente, isso altera a temperatura na descarga dos compressores, o seu consumo de potência, a carga térmica dos resfriadores de gás e as vazões de água de resfriamento.

Ainda, cabe revisitar as figuras de mérito do sistema térmico. Em termos de consumo energético, mantém-se a potência consumida total do sistema, desta vez acrescentando a potência de bombeamento da água de resfriamento e da água do mar, as quais se devem exclusivamente às perdas de carga nas respectivas correntes. Para representar o tamanho do

sistema, em lugar da condutância global, UA_T , agora é possível adotar a área total, A_T , e a massa total, M_T , de trocadores de calor, definidas da seguinte forma,

$$A_T = \pi D_i \sum N t_j L_j \quad (5.85)$$

$$M_T = \rho_w \frac{\pi}{2} (D - D_i)(D + D_e) \sum N t_j L_j \quad (5.86)$$

onde ρ_w é a densidade do material dos tubos e $N t_j$ e L_j , o número e o comprimento dos tubos de cada trocador de calor. Observa-se que, para diâmetros de tubo fixados, a área de troca térmica e a massa total dos trocadores de calor possui proporção direta.

A respeito do procedimento realizado nas simulações, a Figura 5.7 e a Figura 5.8 expõem um fluxograma simplificado explicitando as variáveis de entrada e de saída do modelo e as etapas de cálculo, para o sistema de resfriamento direto e assistido, respectivamente. Também, nas referidas figuras vê-se resumidamente as correlações empregadas e a alocação das correntes quente e fria em cada trocador de calor. Em todas as simulações, os estados termodinâmicos ao longo do sistema são provenientes das otimizações apresentadas no Cap. 4, os quais geraram as fronteiras de Pareto entre UA_T e \dot{W}_T . A inclusão da modelagem termo-hidráulica permite, além de substituir a condutância térmica pela área de troca, a avaliação de parâmetros como o número de tubos e o seu diâmetro, que impactam diretamente os fluxos de massa. Aqui, reside outra solução de compromisso notória em otimização de sistemas térmicos: o aumento do fluxo de massa intensifica o coeficiente de transferência de calor, reduzindo a área necessária para troca térmica, contudo também aumenta o atrito viscoso, demandando maior consumo de potência mecânica [149]. No entanto, em trocadores de calor industriais é usual limitar a perda de carga máxima, devido a aspectos do projeto mecânico [143, 144]; na presente modelagem, adotou-se o valor de 150 kPa.

Figura 5.7 – Resumo do procedimento de cálculo para simulação termo-hidráulica do sistema de resfriamento direto

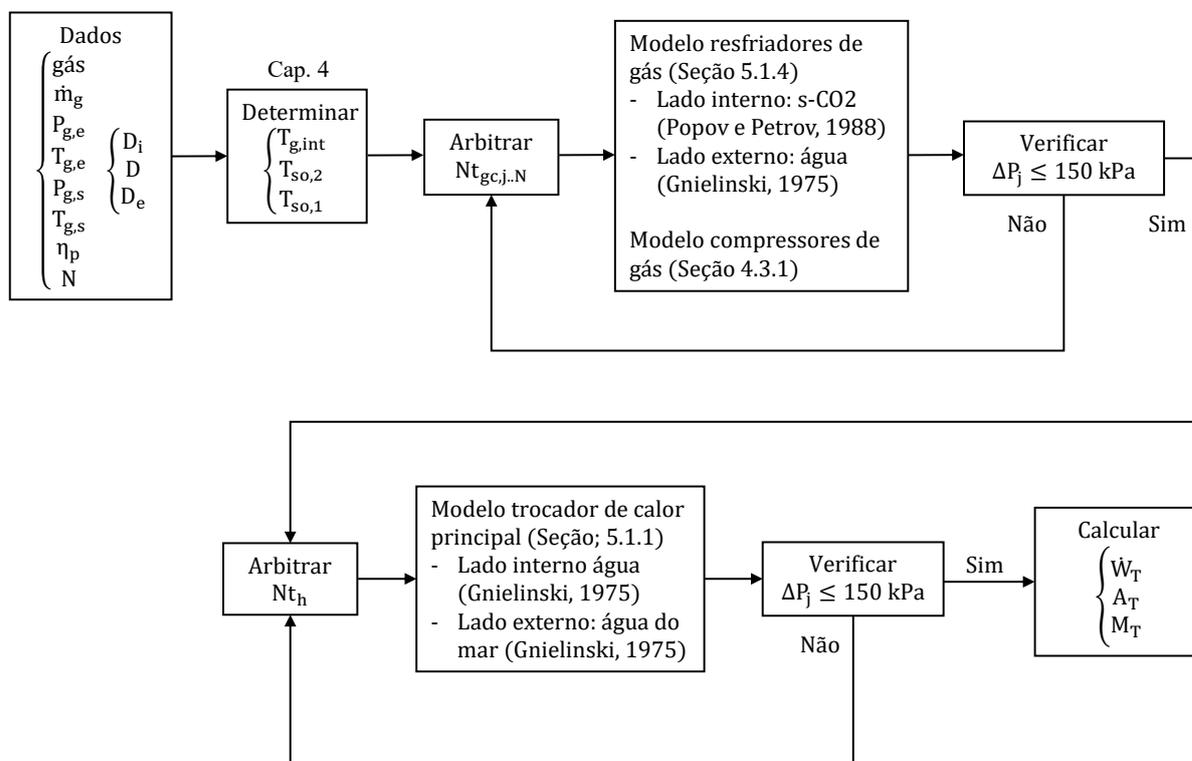
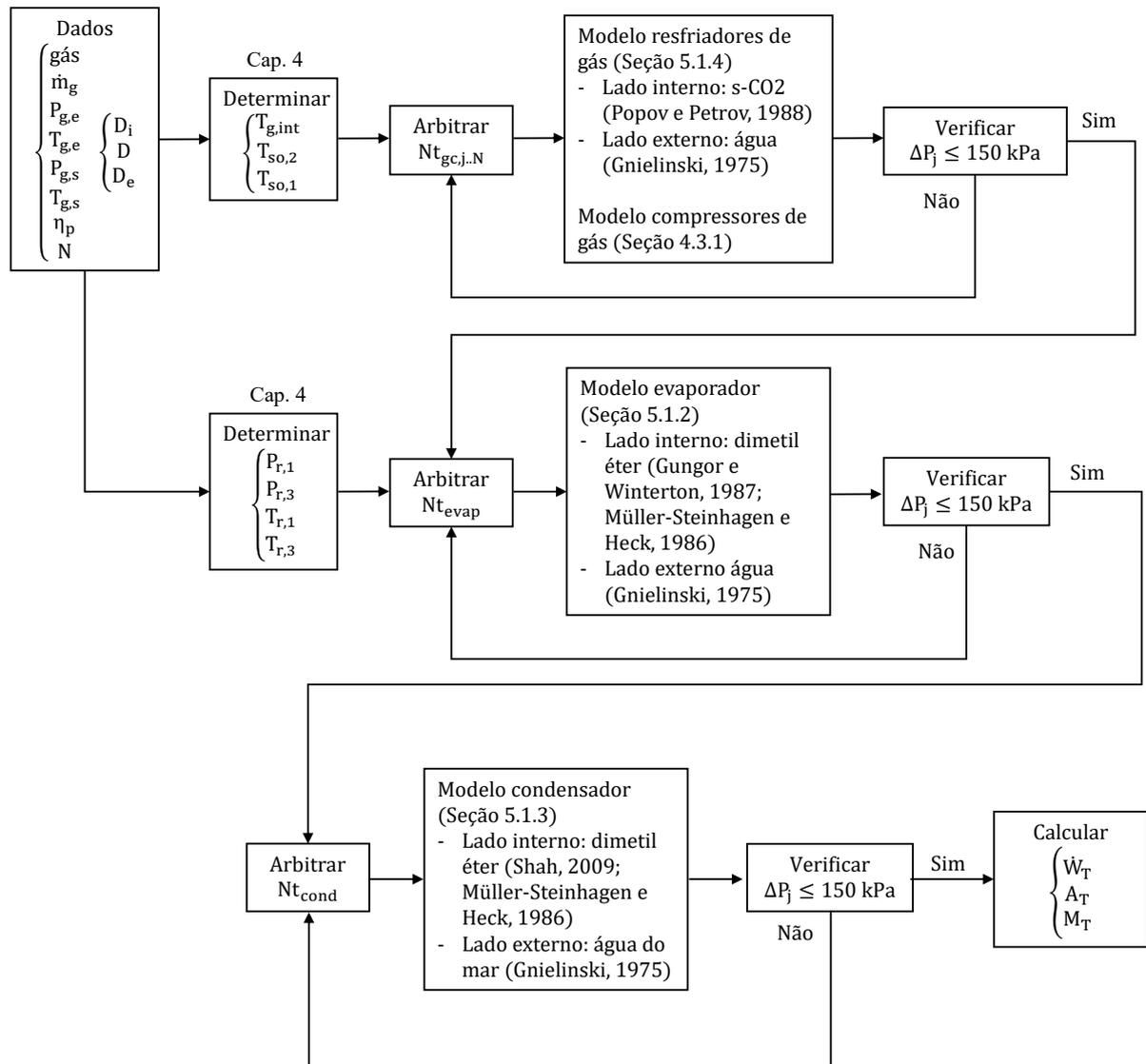


Figura 5.8 – Resumo do procedimento de cálculo para simulação termo-hidráulica do sistema de resfriamento assistido



5.2 ANÁLISE ECONOMICA

A avaliação econômica realizada consiste em calcular o custo de ciclo de vida [150] (LCC, *Life Cycle Cost*) dos pontos de projeto ótimos termodinâmicos, obtendo-se o mínimo custo de cada configuração. Em seguida, comparam-se os menores LCC do sistema de resfriamento direto e do sistema de resfriamento assistido do trem de compressão, visando responder o questionamento inicial do trabalho, sobre a existência de vantagem econômica ao empregar o resfriamento assistido em um FPSO.

O custo do ciclo de vida do sistema foi definido como a soma do custo dos equipamentos (C_{equip}), o custo da instalação no FPSO (C_{inst}) e o custo da energia consumida (C_{ener}), em valores presentes, conforme a seguinte expressão,

$$LCC = C_{equip} + C_{inst} + \sum_{j=1}^{LT} \frac{C_{ener}}{(1 + dr)^j} \quad (5.87)$$

onde j é o contador anual, $LT = 20$ é o tempo do ciclo de vida, em anos, e $dr = 5\%$ é a taxa de desconto, responsável pela conversão do valor futuro em valor presente [151]. Observe que os custos de manutenção do sistema foram desconsiderados.

O custo dos equipamentos é composto pelo custo dos trocadores de calor, dos compressores do trem e do ciclo de refrigeração e das bombas e seus respectivos motores elétricos acionadores. Cada uma dessas parcelas é calculada por meio de funções escaláveis, bem conhecidas na literatura de análise termoeconômica [150], da seguinte maneira,

$$C = a + bS^n \quad (5.88)$$

em que C é o custo, S , uma métrica para a dimensão do equipamento, e a , b e n são coeficientes de ajuste, exibidos na Tabela 5.1 [150]. Note-se que, embora até o presente momento a área total de trocadores de calor tenha sido empregada como métrica do tamanho do sistema, a Eq. (5.88) mostra que para o custo, é importante distinguir a área de cada trocador, uma vez que $n \neq 1 \rightarrow C(\sum A_j) \neq \sum C(A_j)$.

Tabela 5.1 – Parâmetros para estimativa do custo de aquisição dos equipamentos [150]

Equipamento	Parâmetro de dimensão, S	a	b	n
Trocador de calor	Área de troca térmica, m ²	28.000	54	1,2
Compressor centrífugo	Potência, kW	580.000	20.000	0,6
Bomba centrífuga	Vazão volumétrica, L/s	8.000	240	0,9
Motor elétrico	Potência, kW	-1.100	2.100	0,6

Adicionalmente, em se tratando de unidades marítimas, como um FPSO, o peso de um sistema ou volume por ele ocupado é de importância crucial e impacta diretamente os custos

do projeto. Dessa forma, a variável C_{inst} visa incluir esses custos no LCC, por meio da expressão que segue,

$$C_{inst} = b_M \sum M_j \quad (5.89)$$

onde $b_M = 50 \text{ US\$/kg}$ é o custo da instalação de um quilograma no sistema de superfície do FPSO [152] e M_j é a massa de cada equipamento. A massa dos trocadores é calculada conforme a Eq. (5.86) e, para estimativa da massa dos demais componentes, adotou-se a abordagem de funções escaláveis, em método análogo ao cálculo do C_{equip} , da forma que segue,

$$M = b\dot{W}^n \quad (5.90)$$

onde M é massa do equipamento, \dot{W} , a potência nominal do equipamento e b e n são coeficientes de ajuste. Ao contrário dos coeficientes da Tabela 5.1, a literatura de projeto de sistemas térmicos não costuma apresentar funções para cálculo da massa de equipamentos. Assim, realizou-se uma consulta a base de dados de fabricantes de compressores centrífugos [153, 154, 155], motores elétricos [156] e bombas de circulação de água [157], sendo calculados os coeficientes por meio do método dos mínimos quadrados. Os valores resultantes de b e n estão expostos pela Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Parâmetros para estimativa da massa dos equipamentos

Equipamento	b	n
Compressor centrífugo	132,6	0,6821
Bomba centrífuga	4,0	0,8709
Motor elétrico	26,5	0,7824

Por sua vez, o custo anual da energia, C_{ener} , refere-se ao consumo de gás combustível nos turbogeradores a fim de que a potência mecânica \dot{W}_T seja disponibilizada ao sistema. Nesse processo, estão envolvidas várias eficiências de conversão de energia, quais sejam, a eficiência de combustão, η_{comb} , a eficiência térmica da turbina, η_t , a eficiência do gerador elétrico, η_{ger} , e a eficiência dos motores elétricos, η_m , combinadas numa eficiência global $\eta_{global} = 35\%$ [62]. Desse modo, o custo da energia ao longo do ciclo de vida do sistema é dado, em valores presentes, pela seguinte expressão,

$$\sum_{j=1}^{LT} \frac{C_{ener}}{(1+dr)^j} = \frac{1 - \frac{1}{(1+dr)^{LT}}}{dr} \frac{f_{NG} b_{NG} \dot{W}_T \Delta t}{\eta_{global}} \quad (5.91)$$

onde $b_{NG} = 13,8 \times 10^{-3}$ US\$/kWh [158] é o custo do gás natural no mercado internacional e $\Delta t = 8.760$ h é o tempo anual de funcionamento do sistema. Além disso, em razão de diferentes metodologias para o custo de energia utilizadas em FPSOs e plantas de GNL [144], incluiu-se o fator f_{NG} , cujo objetivo é possibilitar que a importância do custo energético seja parametricamente minorada. Destaca-se que a literatura reporta casos da indústria de óleo e gás em que o consumo energético é quase totalmente negligenciado, por ser proveniente do próprio gás produzido pelo FPSO [158]. Adicionalmente, é de extrema importância ressaltar que todos os parâmetros da análise

5.3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Antes de discutir os resultados globais das figuras de mérito do sistema, são exibidos alguns resultados particulares e perfis de temperatura e de pressão nos trocadores de calor, nas condições termodinâmicas de referência do Cap. 4 e com vazão mássica de CO₂ de 38 kg/s. A Tabela 5.3 e a Tabela 5.4 mostram estes resultados para os resfriadores de gás, quando o valor alvo das perdas de carga é de 150 e 75 kPa, respectivamente. Como esperado, ao se permitir maiores perdas de carga, têm-se maiores fluxos de massa e coeficientes de transferência de calor médios, demandando-se menor área de troca térmica e número de tubos, apesar do leve aumento nas cargas térmicas (decorrentes do maior trabalho perdido). Também, note-se que a perda de carga é governada pelo lado quente nos estágios de baixa pressão, onde o CO₂ é um gás subcrítico, com propriedades ineficientes para transferência de calor; e pelo lado da água nos estágios de alta pressão, onde o CO₂ se encontra no estado supercrítico, com boas propriedades para a troca térmica.

Tabela 5.3 – Resultados do caso de referência, com valor alvo das diferenças de pressão de 150 kPa

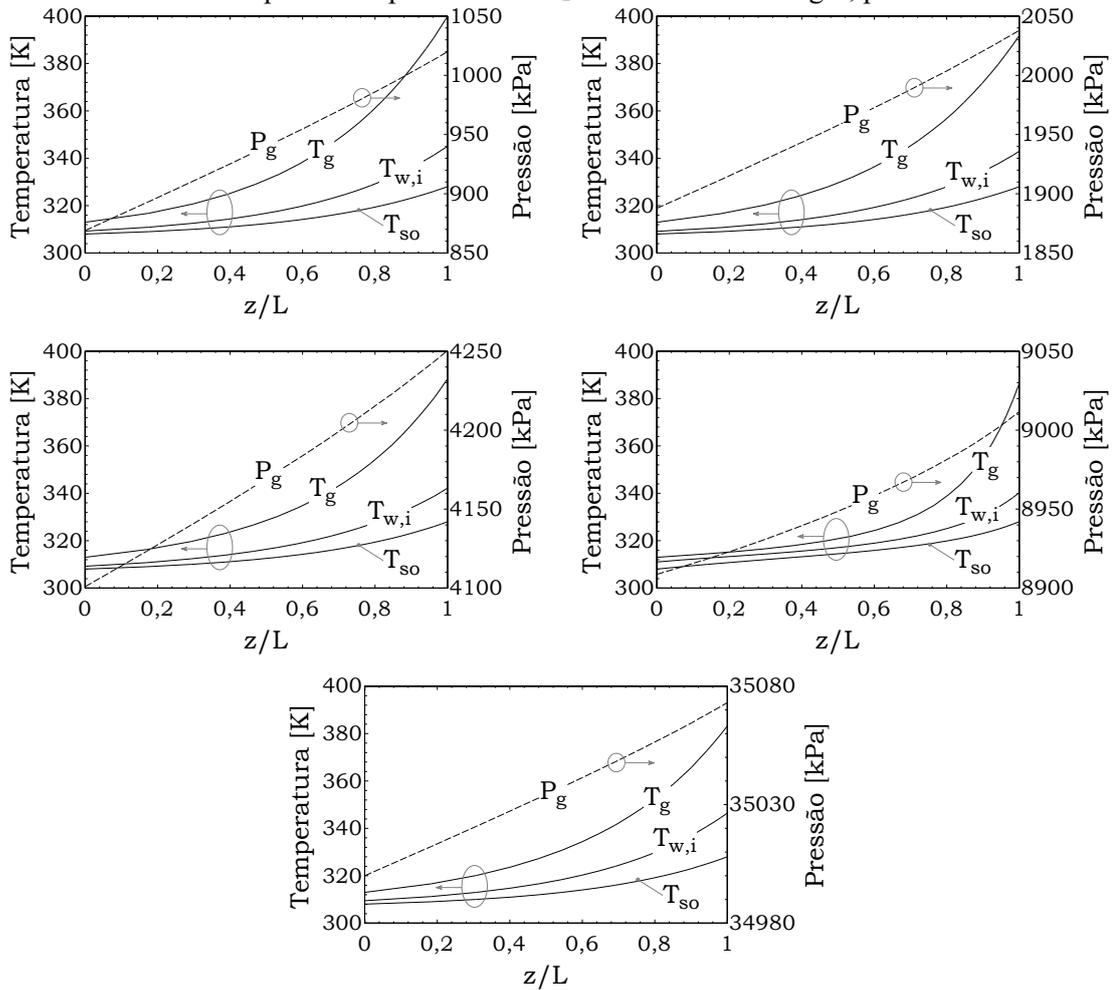
Resfriador de gás	A [m ²]	G _g [kg/m ² s]	G _{so} [kg/m ² s]	Nt [–]	Q̇ _g [kW]	Ū [kW/m ² K]	ΔP _g [kPa]	ΔP _{so} [kPa]
1	265,4	559,7	309	755	3089	0,49	150,0	3,5
2	171,3	871,4	458,5	485	2944	0,78	150,2	6,8
3	114,7	1363	789,3	310	3240	1,36	149,6	18,0
4	147,6	1659	2063	255	6958	4,99	103,0	149,1
5	57,4	2837	2598	149	5124	4,27	73,1	148,4

Tabela 5.4 – Resultados do caso de referência, com valor alvo das diferenças de pressão de 75 kPa

Resfriador de gás	A [m ²]	G _g [kg/m ² s]	G _{so} [kg/m ² s]	Nt [–]	Q̇ _g [kW]	Ū [kW/m ² K]	ΔP _g [kPa]	ΔP _{so} [kPa]
1	596,9	329,1	166,1	1284	2824	0,21	76,5	1,7
2	231,5	612,3	308,3	690	2817	0,56	75,0	3,3
3	153,2	963,8	548,4	439	3183	1,01	75,0	9,2
4	194,2	1170	1452	361	6942	3,79	50,7	75,0
5	75,5	2004	1834	211	5121	3,25	36,2	75,0

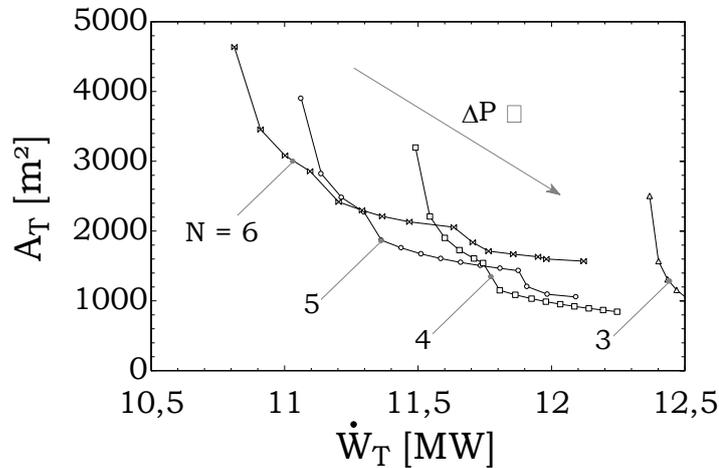
A Figura 5.9 demonstra os perfis de temperatura e pressão em cada resfriador. Observa-se perfis semelhantes a situação de escoamentos incompressíveis com propriedades constantes, com a pressão variando linearmente e a diferença de temperatura exponencialmente, em relação a coordenada axial. É perceptível que o mecanismo dominante da transferência de calor, isto é, a maior resistência térmica, é a convecção forçada do dióxido de carbono. Por fim, também se verifica não haver fenômeno de *pinch point*, que seria esperado num processo de troca de calor que cruza a linha de Widom – onde existe um ponto de $(\partial c_p / \partial T)_P = 0$ e mudança de inflexão no perfil de temperatura. Isto se explica, justamente, porque a distribuição de pressões, discutida no Cap. 4, inibe tal cruzamento.

Figura 5.9 – Perfis de temperatura e pressão do CO₂ nos resfriadores de gás, para o caso de referência



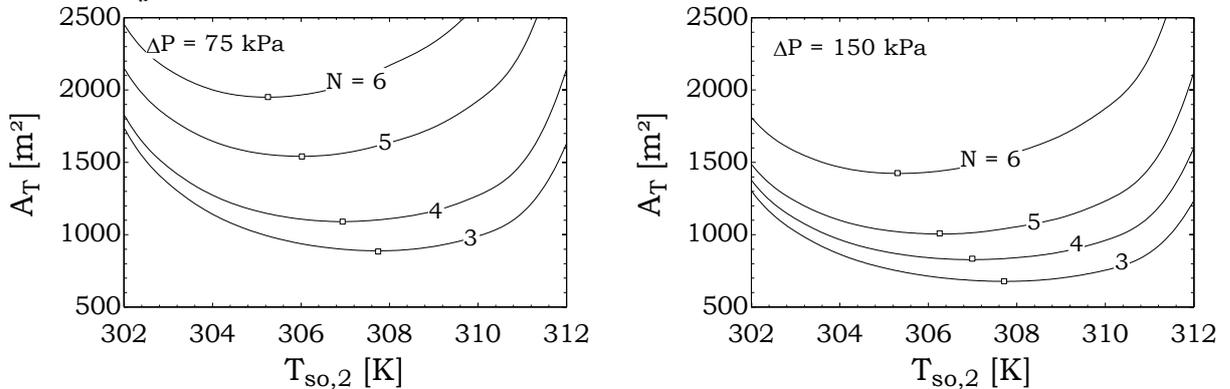
Ainda, a respeito da importância do valor de queda de pressão almejado, a Figura 5.10 expõe o efeito desta variável sobre a área total de trocadores de calor e a potência consumida, para trens com diferentes números de estágios, onde se reafirma o impacto do ΔP no projeto. No caso de cinco estágios, por exemplo, em se levando a queda de pressão de 10 para 150 kPa, a área total pode ser reduzida a um quarto, enquanto o consumo de energia sobre cerca de 1 MW, ou 9%. Destaca-se que mesmo em aparente pequena magnitude, frente às altas pressões de compressão, as perdas de carga impactam sobremaneira a potência consumida. Além disso, chama atenção a ocorrência de cruzamentos entre as curvas da Figura 5.10, inexistentes na análise de condutância, donde se constata haver um número de estágios ótimo, a depender do valor de A_T ou \dot{W}_T almejado.

Figura 5.10 – Efeito do valor alvo da queda de pressão, de 10 a 150 kPa, sobre a potência consumida e área total de trocadores de calor, para resfriamento direto e assistido do trem de compressão de CO₂, com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = T_{g,int} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$



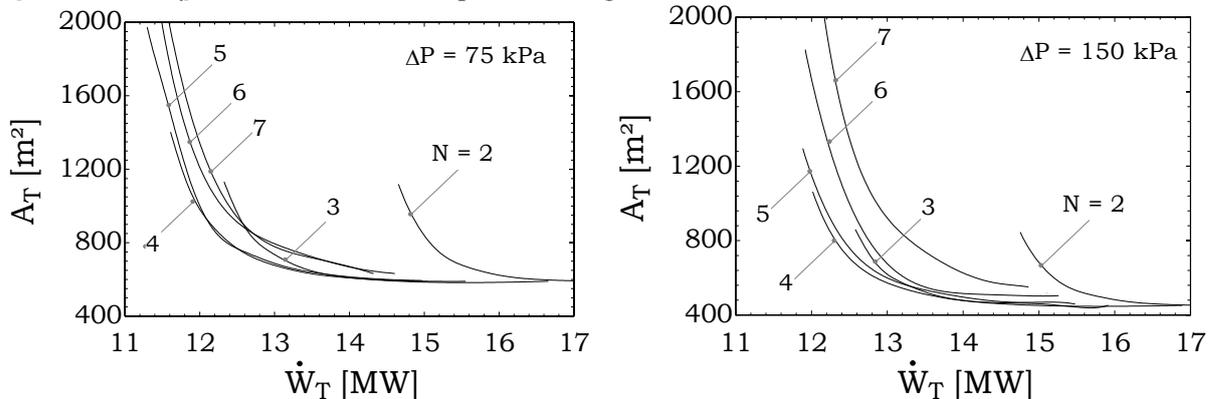
Dando sequência às análises, avalia-se a solução de compromisso envolvida na seleção da temperatura da água no sistema de resfriamento direto, evidenciada anteriormente sob o ponto de vista termodinâmico. Espera-se que, ao considerar aspectos termo-hidráulicos, haja um deslocamento dos ótimos em relação a Figura 4.20, uma vez que o coeficiente de troca térmica varia significativamente em cada trocador de calor. A Figura 5.11 mostra a variação da área total de trocadores de calor com a temperatura da água de resfriamento. Observa-se que os valores ótimos de $T_{s0,2}$ se encontram mais à direita, em comparação à Figura 4.20, com o objetivo de compensar os menores coeficientes de transferência de calor dos resfriadores de gás. Dito de outra forma, privilegia-se aumentar o ΔT nos resfriadores de gás, em detrimento do trocador de calor principal, pois o U é menor no par água-CO₂ do que no par água-água do mar, para uma mesma perda de carga admitida. Além disso, vê-se uma maior sensibilidade da temperatura de resfriamento sobre a área do que o sobre o UA (Figura 4.20); a primeira dobra ao se aumentar de três para seis estágio, nos respectivos mínimos, quanto a segunda, cresce-se em torno de 15%.

Figura 5.11 – Área de troca térmica total em função da temperatura de resfriamento, para sistema de resfriamento direto do trem de compressão de CO₂, com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$



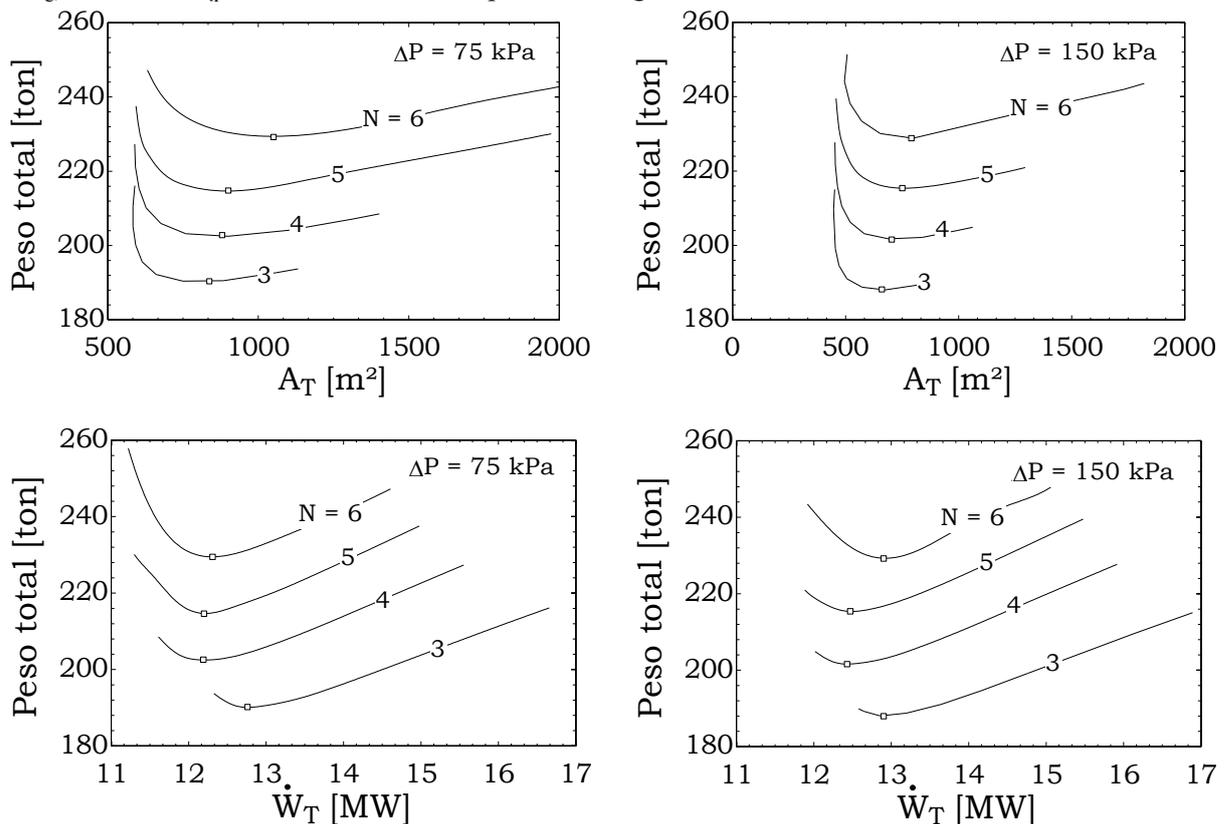
Utilizando as temperaturas interestágio e da água de resfriamento otimizada, do capítulo anterior, a Figura 5.12 exibe fronteiras de Pareto entre a área total de troca térmica e a potência consumida, para dois valores de ΔP almejado. Diferentemente do caso $UA_T \times \dot{W}_T$ (Figura 4.21), aqui se observa que o aumento do número de estágios nem sempre desloca as fronteiras em direção à origem, de modo que existe um N ótimo, neste caso particular quatro estágios. Adotando-se cinco estágios, o ganho é marginal, e a partir de seis, há prejuízo no desempenho. Também são verificados cruzamentos entre as curvas, cuja interpretação é idêntica à da Figura 5.10.

Figura 5.12 – Fronteiras de Pareto entre área total de trocadores de calor e potência consumida, para resfriamento direto do trem de compressão de CO₂, com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$, e valor alvo da perda de carga de 75 e 150 kPa



Além da área de troca térmica, o modelo termohidráulico proporciona o cálculo do peso do sistema, de importância significativa para a aplicação *offshore*, como exposto anteriormente. Neste caso, ocorre uma solução de compromisso entre o peso dos compressores, proporcional à potência de acionamento, e o peso dos trocadores de calor, proporcional à área. Assim, a Figura 5.13 exibe o peso total do sistema em função dessas duas variáveis, onde se constata a existência de pontos de mínimo. Para áreas menores e potências maiores, predomina o peso dos compressores; enquanto para áreas maiores e potência menores, o peso total é dominado pelo peso dos trocadores de calor. Observa-se que menor número de estágios de compressão resulta em menores pesos totais, evidenciando a importância do peso dos compressores.

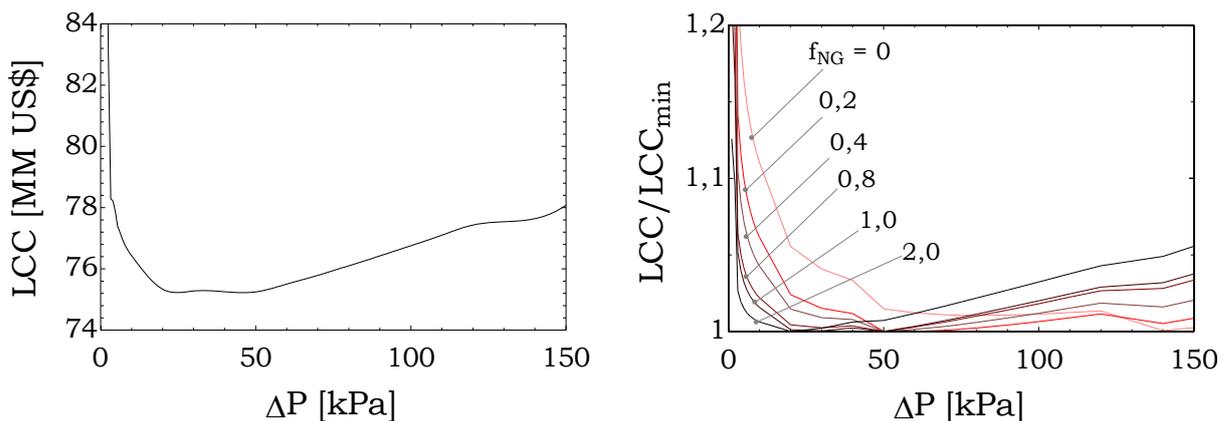
Figura 5.13 – Peso total do sistema em função da área de trocadores de calor e da potência consumida, para resfriamento direto do trem de compressão de CO₂, com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$, e valor alvo da perda de carga de 75 e 150 kPa



Encerrando os resultados sobre o sistema de resfriamento direto, discutem-se os aspectos econômicos desta configuração. O LCC do caso de referência (cinco estágio, $T_{g,int} = 313$ K e $T_{so,2} = 308$ K e $\Delta P = 75$ kPa) foi calculado como US\$ 75,9 milhões, ou 23,12 US\$ por kg/dia de CO₂ comprimido, correspondendo a uma área total de 1637 m² e potência

consumida de 11,6 MW. A Figura 5.14 exibe o efeito da queda de pressão de projeto dos trocadores sobre o LCC do sistema, onde, novamente, se verifica haver uma região de mínimo entre 20 e 50 kPa, que indica a melhor conciliação entre custos de capital e de operação. Além disso, ao se avaliar o efeito da ponderação do custo da geração de energia, através do fator f_{NG} , a Figura 5.14 também expõe o LCC relativo ao mínimo de cada caso, em função deste fator. Note-se que, em projeto com maior peso do custo de energia, existe um ΔP permitido que minimiza o custo total, acima do qual o aumento da potência consumida não compensa a redução dos custos de capital; enquanto, ao relevar o custo do gás natural, são desejáveis maiores perdas de carga, que resultam em sistemas mais compactos, embora menos eficientes.

Figura 5.14 – LCC em função da perda de carga almejada, para resfriamento direto do trem de compressão de CO₂ com cinco estágios, dados com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = T_{g,int} = 313$ K, $T_{so,2} = 308$ K e $\eta_p = 0,8$



Em se analisando economicamente os resultados da Figura 5.12, a Figura 5.15 e a Figura 5.16 exibem o LCC do sistema em função da área de troca térmica, para $f_{NG} = 1,0$ e $0,5$, respectivamente. Primeiramente, conclui-se que a solução mais vantajosa em termos de custo para $f_{NG} = 1,0$ é com três estágios de compressão, independente da área de trocadores empregada; seguida, adjacente, pela configuração de quatro estágios. Todavia, ao se depreciar o custo do gás natural, tomando $f_{NG} = 0,5$, começam a aparecer cruzamentos entre as curvas, de modo que no caso de $\Delta P = 150$ kPa, a configuração com três estágios é melhor alcançar baixos custos, enquanto com quatro estágio, para baixas área de troca térmica.

Figura 5.15 – LCC em função da área de trocadores de calor, para resfriamento direto do trem de compressão de CO₂, com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$, e valor alvo da perda de carga de 75 e 150 kPa

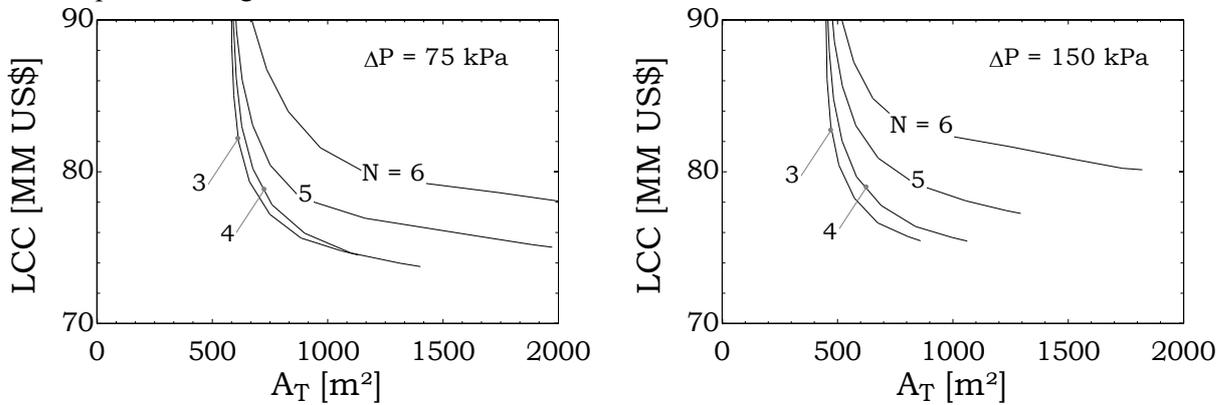
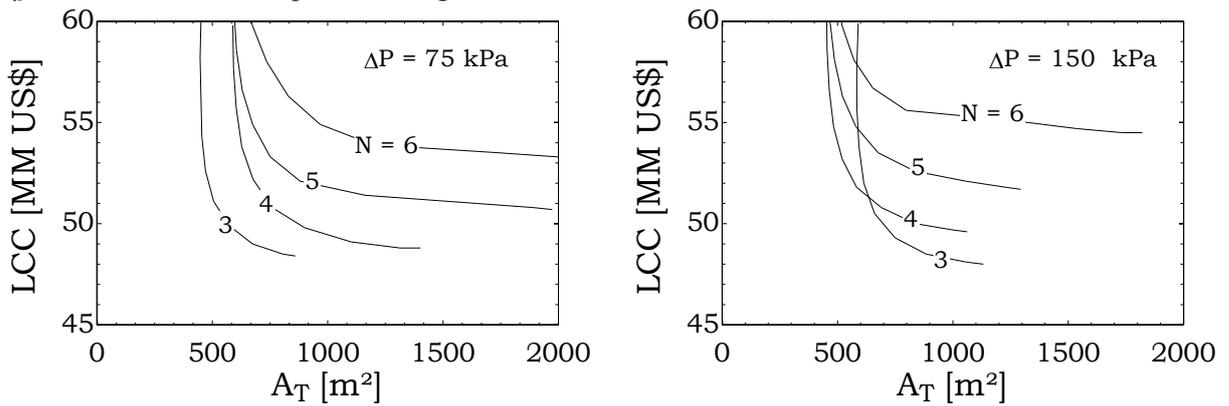


Figura 5.16 – LCC em função da área de trocadores de calor com fator $f_{NG} = 0,5$, para resfriamento direto do trem de compressão de CO₂, com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$, e valor alvo da perda de carga de 75 e 150 kPa



Partindo agora para o sistema de resfriamento assistido, a Figura 5.17 expõe fronteiras de Pareto entre a área total de troca térmica e a potência total consumida deste sistema. Como no caso de resfriamento direto (Figura 5.12), as melhores configurações também são com três e quatro estágios. Porém, contrariando a expectativa do resultado preliminar da Figura 4.26, entre UA_T e \dot{W}_T , o modelo termohidráulico revela que as áreas de troca térmica do sistema de resfriamento assistido não são menores que as do resfriamento direto, mesmo para potência consumida três vezes superior. Isso demonstra que, provavelmente, o procedimento de otimização termodinâmica e posterior modelagem termo-hidráulica é pouco robusto para obter as fronteiras de Pareto entre A_T e \dot{W}_T , de modo que se faz necessária uma otimização efetivamente termo-hidráulica do sistema, tratando simultaneamente de parâmetros termodinâmicos e geométricos.

Apesar do resultado desfavorável, prosseguiu-se com avaliação do peso do sistema, em que também, agora, se espera desempenho inferior ao resfriamento direto. A Figura 5.18 expõe o peso total do sistema em função da potência consumida, em que se confirmam os maiores pesos envolvidos neste caso, devidos sobretudo ao sistema de refrigeração.

Figura 5.17 – Fronteiras de Pareto entre área total de trocadores de calor e potência consumida, para resfriamento assistido do trem de compressão de CO₂, com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$, e valor alvo da perda de carga de 75 e 150 kPa

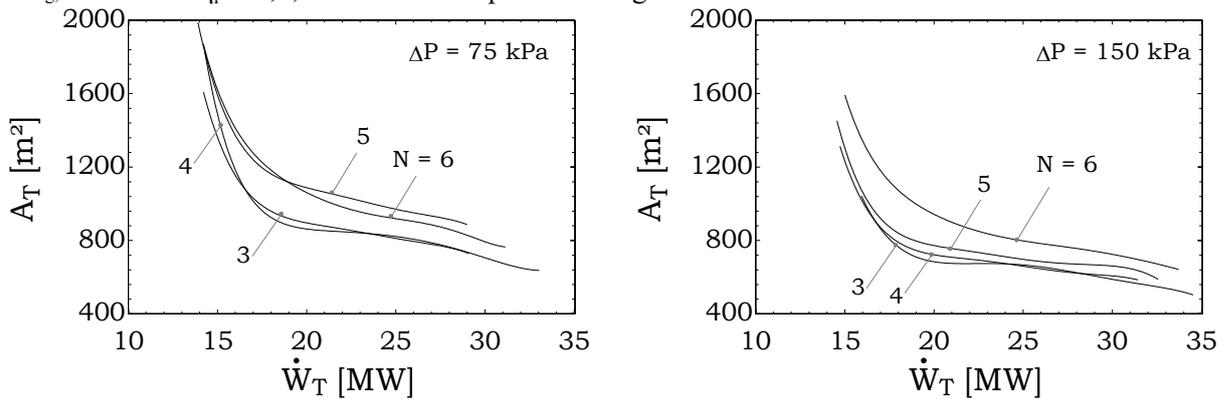
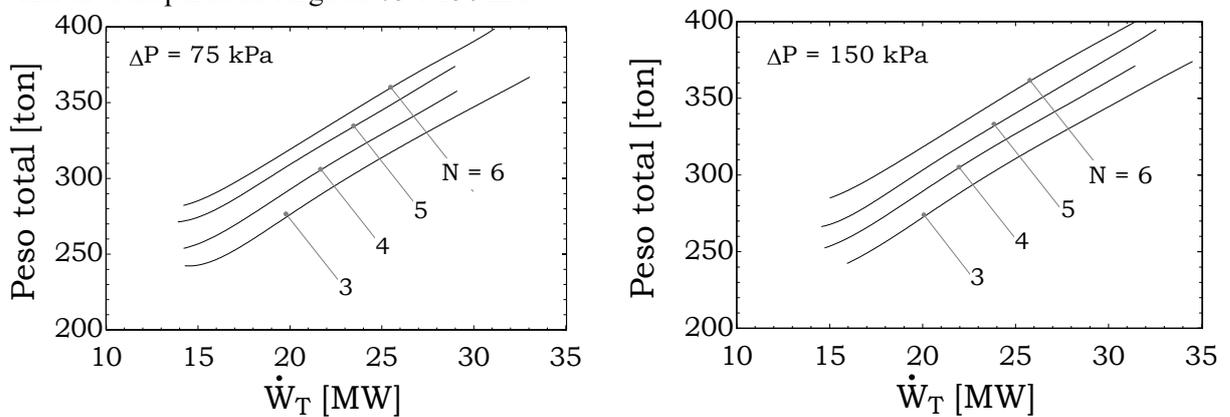


Figura 5.18 – Peso total do sistema em função da potência consumida, para resfriamento assistido do trem de compressão de CO₂, com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$, e valor alvo da perda de carga de 75 e 150 kPa



Por fim, a Figura 5.19 e a Figura 5.20 exibem os resultados da análise econômica do sistema de resfriamento assistido, avaliada por meio do LCC em função da área de trocadores de calor. Novamente, uma vez que os resultados das fronteiras de Pareto $A_T \times \dot{W}_T$ do sistema de resfriamento assistido se mostraram mais afastadas da origem do que as do resfriamento direto, todos os custos para o presente caso serão superiores ao anterior; fato confirmado nas

referidas figuras. Na Figura 5.19 todos os casos apresentam valores de LCC superiores ao do caso base, de US\$ 75,9 milhões, e, por sua vez, na Figura 5.20 o LCC também é superior ao respectivo caso de custo energético minorado, de US\$ 51,1 milhões.

Figura 5.19 – LCC em função da área de trocadores de calor, para resfriamento assistido do trem de compressão de CO₂, com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$, e valor alvo da perda de carga de 75 e 150 kPa

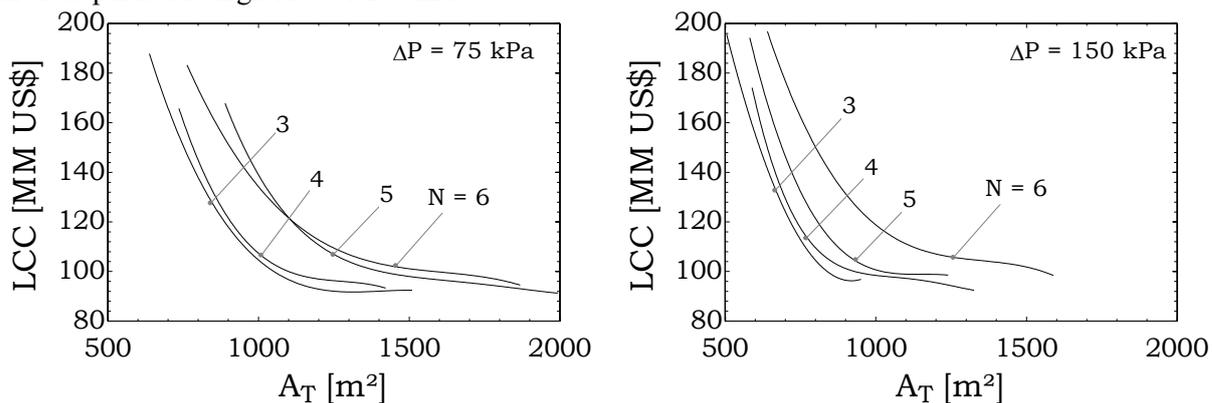
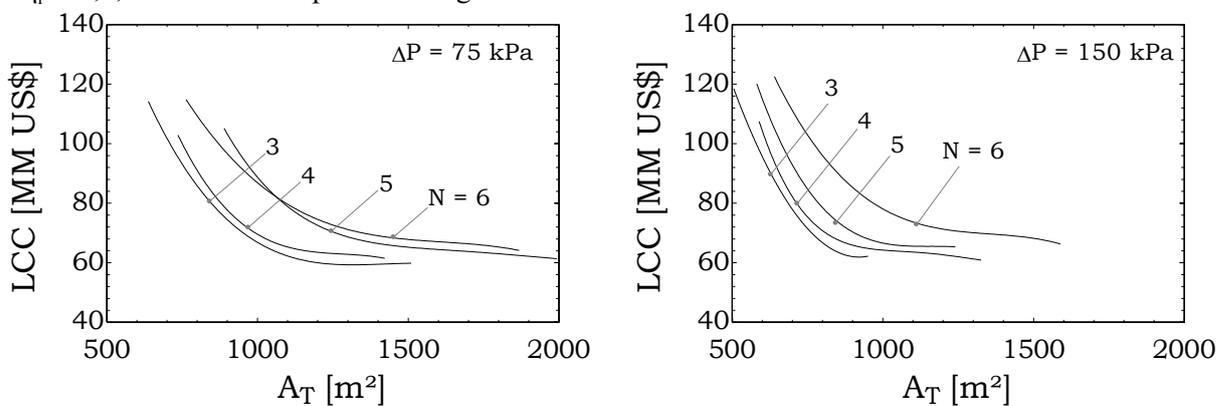


Figura 5.20 – LCC em função da área de trocadores de calor com fator $f_{NG} = 0,5$, para resfriamento assistido do trem de compressão de CO₂, com dados $P_{g,e} = 400$ kPa, $P_{g,s} = 35$ MPa, $T_{g,e} = T_{g,s} = 313$ K e $\eta_p = 0,8$, e valor alvo da perda de carga de 75 e 150 kPa



6 CONCLUSÃO

Este trabalho dedicou-se à avaliação da redução do inventário de trocadores de calor em sistemas de resfriamento, por meio do emprego de um ciclo de refrigeração, o que se denominou resfriamento assistido. Foram abordados três níveis de modelagem matemática: um modelo termodinâmico simplificado e genérico, um modelo termodinâmico aplicado ao resfriamento de um trem de compressão e um modelo termo-hidráulico detalhado seguido de análise econômica. De cada etapa decorrem resultados e discussões próprias, de acordo com o nível de detalhamento e generalidade do respectivo modelo.

A primeira parte da dissertação descreveu uma formulação genérica fundamentada na termodinâmica de sistemas finitos, cujo objetivo foi estabelecer os limites da aplicação proposta. O modelo permitiu calcular em quais condições o sistema de resfriamento assistido demanda menor condutância térmica global total do que o resfriamento direto, bem como, determinar o quanto de potência é necessário dispendir para tal. Esta solução de compromisso entre condutância de global e potência consumida, analogamente, dimensão do sistema e eficiência energética, foi predominante ao longo trabalho. Do modelo simplificado inferiu-se que o resfriamento assistido pode ser vantajoso a depender das condições da aplicação e é mais promissor quando a temperatura da carga térmica é próxima da temperatura ambiente. No limite do ciclo de Carnot e com capacitâncias térmicas infinitas, a razão de temperaturas máxima para que haja redução da condutância é de $4/3$; o que equivale a 400 K, para o ambiente a 300 K, condizendo com resfriamento de componentes eletrônicos e de trens de compressão.

Em seguida, propôs-se o emprego do sistema de resfriamento assistido a um trem de compressão, ainda numa análise termodinâmica e atrelada ao UA dos trocadores de calor. Preliminarmente, foram exploradas condições otimizadas da configuração padrão do sistema de resfriamento, variando o número de estágios de compressão, temperaturas intermediárias do gás e da água de resfriamento. Também, validou-se uma estratégia para determinar as ótimas pressões intermediárias para compressão supercrítica, sem recorrer ao custo computacional da otimização propriamente dita. A respeito do ciclo de refrigeração, realizou-se uma extensiva comparação de fluidos refrigerantes, que resultou na seleção do dimetil éter como substância mais adequada à presente aplicação. Por fim, foram obtidas condições termodinâmicas otimizadas para o sistema de resfriamento assistido, em que se demonstrou possível a redução

de 50% da condutância total requerida, porém, em detrimento de se dobrar a potência consumida, em razão do compressor de refrigeração. Considera-se este resultado um forte indicativo da viabilidade técnica da proposta, cujas vantagens podem ser determinantes a depender de características particulares da aplicação, isto é, a importância da condutância global do sistema em relação à da potência consumida.

Na última etapa, o modelo do sistema envolveu aspectos do dimensionamento termo-hidráulico e de análise econômica, a partir das condições termodinâmicas otimizadas do capítulo antecedente. Ao contrário do apontado pelos resultados anteriores, em termos de área total de trocadores de calor, o sistema de resfriamento assistido demonstrou desempenho inferior ao do resfriamento direto, em todas as condições avaliadas. Entretanto, cabe ponderar que não foram realizadas otimizações termo-hidráulicas, propriamente ditas, envolvendo simultaneamente variáveis termodinâmicas do sistema e a geometria e a dimensão dos trocadores de calor. Assim, infere-se haver melhores condições de projeto para o sistema de resfriamento assistido, em que o desempenho deste possa superar o sistema de resfriamento direto.

Da mesma forma, os resultados econômicos foram inferiores para o sistema de resfriamento assistido, mesmo em se considerando o custo do peso instalado em unidades *offshore*. Aqui, deve-se atentar para as grandes incertezas em torno das variáveis econômicas, sobretudo o custo dos equipamentos, o custo do peso na instalação e a precificação do gás natural, que impactam significativamente na análise. Assim, entende-se que os resultados da avaliação econômica apresentada não são definitivos no que diz ao respeito a viabilidade do sistema proposto. Além disso, observou-se haver uma boa margem para a otimização termoeconômica do próprio sistema de resfriamento direto, inclusive com redução do número de estágios de compressão.

6.1 TRABALHOS FUTUROS

A partir dos resultados discutidos nesta dissertação, são sugeridos três linhas para trabalhos futuros. Primeiramente, investigar outras aplicações em que o resfriamento assistido possa trazer ganhos técnicos ou econômicos ao sistema, por exemplo, em componentes eletrônicos, plantas de GNL ou na indústria aeroespacial. Em seguida, aponta-se a necessidade de realizar uma otimização termoeconômica, de fato, do sistema de resfriamento assistido

aplicado ao trem de compressão, otimizando simultaneamente os estados termodinâmicos e os parâmetros geométricos do sistema. Considera-se que esta seja uma estratégia mais robusta, embora computacionalmente mais custosa, para realizar uma comparação definitiva com o sistema de resfriamento direto. Por fim, sugere-se a avaliação de sistemas de recuperação de calor aplicados aos trens de compressão *offshore*, haja vista a análise econômica realizada ter indicado que o consumo energético deve ser uma preocupação relevante também em projetos de FPSOs.

REFERÊNCIAS

1. BENDIG, M.; MARÉCHAL, F.; FAVRAT, D. Defining waste heat for industrial processes. **Applied Thermal Engineering**, vol. 61, no. 1, p. 134–142, 2013.
2. HADDAD, C.; PÉRILHON, C.; DANLOS, A.; FRANÇOIS, M. X.; DESCOMBES, G. Some efficient solutions to recover low and medium waste heat: Competitiveness of the thermoacoustic technology. **Energy Procedia**, vol. 50, p. 1056–1069, 2014.
3. TCHANCHE, B. F.; LAMBRINOS, G.; FRANGOUDAKIS, A.; PAPADAKIS, G. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 15, no. 8, p. 3963–3979, 2011.
4. SAH, R. P.; CHOUDHURY, B.; DAS, R. K. A review on low grade heat powered adsorption cooling systems for ice production. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 62, p. 109–120, 2016.
5. FANG, H.; XIA, J.; ZHU, K.; SU, Y.; JIANG, Y. Industrial waste heat utilization for low temperature district heating. **Energy Policy**, vol. 62, p. 236–246, 2013.
6. FORMAN, C.; MURITALA, I. K.; PARDEMANN, R.; MEYER, B. Estimating the global waste heat potential. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 57, p. 1568–1579, 2016.
7. JOUHARA, H.; KHORDEHGAH, N.; ALMAHMOUD, S.; DELPECH, B.; CHAUHAN, A.; TASSOU, S. A. Waste heat recovery technologies and applications. **Thermal Science and Engineering Progress**, vol. 6, p. 268–289, 2018.
8. BRÜCKNER, S.; LIU, S.; MIRÓ, L.; RADSPIELER, M.; CABEZA, L. F.; LÄVEMANN, E. Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. **Applied Energy**, vol. 151, p. 157–167, 2015.
9. DEWAN, A.; MAHANTA, P.; SUMITHRA RAJU, K.; SURESH KUMAR, P. Review of passive heat transfer augmentation techniques. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, vol. 218, no. 7, p. 509–527, 2004.
10. SIDDIQUE, M.; KHALED, A. R. A.; ABDULHAFIZ, N. I.; BOUKHARY, A. Y. Recent advances in heat transfer enhancements: A review report. **International Journal of Chemical Engineering**, vol. 2010, no. 1, 2010.
11. SIDIK, N. A. C.; MUHAMAD, M. N. A. W.; JAPAR, W. M. A. A.; RASID, Z. A. An overview of passive techniques for heat transfer augmentation in microchannel heat sink. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, vol. 88, p. 74–83, 2017.
12. YEE, R. P., HERMES, C. J. L. "Thermodynamic design of a mesoscale vapor compression cooling device", **Applied Thermal Engineering**, v. 147, n. September, p. 509–520, 2019.
13. KAYS, W. M.; LONDON, A. L. **Compact Heat Exchangers**. New York: McGraw Hill, 1984.

14. MARCINICHEN, J. B.; OLIVIER, J. A.; LAMAISON, N.; THOME, J. R. Advances in electronics cooling. **Heat Transfer Engineering**, vol. 34, no. 5–6, p. 434–446, 2013.
15. MINER, A., GHOSHAL, U. Limits of Heat Removal in Microelectronic Systems, **IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies**, v. 29, n. 4, p. 743–749, 2006.
16. NELLIS, G.; KLEIN, S. **Heat Transfer**. New York: Cambridge University Press, 2009.
17. DINCER, I.; ROSEN, M. A.; AHMADI, P. **Optimization of energy systems**. John Wiley & Sons, 2017.
18. BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal Design and Optimization**. John Wiley & Sons, 1996.
19. HA, S.; UM, T. S.; ROH, M. I.; SHIN, H. K. A structural weight estimation model of FPSO topsides using an improved genetic programming method. **Ships and Offshore Structures**, vol. 12, no. 1, p. 43–55, 2017.
20. SONGHURST, B. LNG plant cost reduction. **OIES Paper**, p. 43, 2018. Disponível em: <<https://www.oxfordenergy.org/publications/lng-plant-cost-reduction-2014-18/>>
21. NASCIMENTO SILVA, F. C.; FLÓREZ-ORREGO, D.; DE OLIVEIRA JUNIOR, S. Exergy assessment and energy integration of advanced gas turbine cycles on an offshore petroleum production platform. **Energy Conversion and Management**, vol. 197, 2019.
22. KONDEPUDI, D.; PRIGOGINE, I. **Modern thermodynamics: from heat engines to dissipative structures**. John Wiley & Sons, 2014.
23. GAGGIOLI, R. The dead state. **International Journal of Thermodynamics**, v. 15, n. 4, p. 191-199, 2012.
24. HEWITT, G. F.; SHIRES, G. L.; BOTT, T. **Process heat transfer**. begell house, 1994.
25. ZHANG, H.; FENG, X.; WANG, Y. Comparison and evaluation of air cooling and water cooling in resource consumption and economic performance. **Energy**, v. 154, p. 157-167, 2018.
26. CARVALHO, C. B.; RAVAGNANI, M. A.; BAGAJEWICZ, M. J.; COSTA, A. L. Globally optimal design of air coolers considering fan performance. **Applied Thermal Engineering**, v. 161, p. 114188, 2019.
27. AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. API STD 661: Petroleum, Petrochemical, and Natural Gas Industries - Air-cooled Heat Exchangers. 2013.
28. BANDHAUER, T. M.; GARLAND, S. D. Dry Air Turbo-Compression Cooling. In: **ASME Power Conference**. American Society of Mechanical Engineers, 2016. p. V001T04A003.
29. LU, Y.; GUAN, Z.; HOOMAN, K.; PARULEKAR, P. S. An investigation on cooling performance of air-cooled heat exchangers used in coal seam gas production. **Heat Transfer Engineering**, v. 38, n. 11-12, p. 1073-1088, 2017.

30. YU, F. W.; CHAN, K. T. Improved condenser design and condenser-fan operation for air-cooled chillers. **Applied Energy**, v. 83, n. 6, p. 628-648, 2006.
31. LIU, E.; GUO, B.; LV, L.; QIAO, W.; AZIMI, M. Numerical simulation and simplified calculation method for heat exchange performance of dry air cooler in natural gas pipeline compressor station. **Energy Science & Engineering**, v. 8, n. 6, p. 2256-2270, 2020.
32. FAHMY, M. F. M.; NABIH, H. I. Impact of ambient air temperature and heat load variation on the performance of air-cooled heat exchangers in propane cycles in LNG plants—Analytical approach. **Energy Conversion and Management**, v. 121, p. 22-35, 2016.
33. CONRADIE, A. E.; KRÖGER, D. G. Performance evaluation of dry-cooling systems for power plant applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 16, n. 3, p. 219-232, 1996.
34. KRÖGER, D. G. Fan performance in air-cooled steam condensers. **Heat Recovery Systems and CHP**, v. 14, n. 4, p. 391-399, 1994.
35. FISENKO, S. P.; PETRUCHIK, A. I.; SOLODUKHIN, A. D. Evaporative cooling of water in a natural draft cooling tower. **International Journal of heat and mass transfer**, v. 45, n. 23, p. 4683-4694, 2002.
36. FISENKO, S. P.; BRIN, A. A.; PETRUCHIK, A. I. Evaporative cooling of water in a mechanical draft cooling tower. **International Journal of heat and mass transfer**, v. 47, n. 1, p. 165-177, 2004.
37. BRAUN, J. E.; KLEIN, S. A.; MITCHELL, J. W. Effectiveness models for cooling towers and cooling coils. **ASHRAE Transactions (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers)**, v. 95, n. CONF-890609-, 1989.
38. MILOSAVLJEVIC, N.; HEIKKILÄ, P. A comprehensive approach to cooling tower design. **Applied thermal engineering**, v. 21, n. 9, p. 899-915, 2001.
39. REZAEI, E.; SHAFIEI, S.; ABDOLLAHNEZHAD, A. Reducing water consumption of an industrial plant cooling unit using hybrid cooling tower. **Energy Conversion and Management**, v. 51, n. 2, p. 311-319, 2010.
40. PONTES, R. F. F.; YAMAUCHI, W. M.; SILVA, E. K. G. Analysis of the effect of seasonal climate changes on cooling tower efficiency, and strategies for reducing cooling tower power consumption. **Applied Thermal Engineering**, v. 161, p. 114148, 2019.
41. MOUCHTOURI, V. A.; GOUTZIANA, G.; KREMASTINO, J.; HADJICHRISTODOULOU, C. Legionella species colonization in cooling towers: risk factors and assessment of control measures. **American journal of infection control**, v. 38, n. 1, p. 50-55, 2010.
42. RAHMANI, K.; JADIDIAN, R.; HAGHTALAB, S. Evaluation of inhibitors and biocides on the corrosion, scaling and biofouling control of carbon steel and copper–nickel alloys in a power plant cooling water system. **Desalination**, v. 393, p. 174-185, 2016.

43. MADDEN, N.; LEWIS, A.; DAVIS, M. Thermal effluent from the power sector: an analysis of once-through cooling system impacts on surface water temperature. **Environmental Research Letters**, v. 8, n. 3, p. 035006, 2013.
44. XIA, L.; LIU, D.; ZHOU, L.; WANG, P.; CHEN, Y. Optimization of a seawater once-through cooling system with variable speed pumps in fossil fuel power plants. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 91, p. 105-112, 2015.
45. MADDEN, N.; LEWIS, A.; DAVIS, M. Thermal effluent from the power sector: an analysis of once-through cooling system impacts on surface water temperature. **Environmental Research Letters**, v. 8, n. 3, p. 035006, 2013. (TEMPERATURA DESCARTE AGUA PROBLEMA)
46. GIANNOUTSOS, S. V.; MANIAS, S. N. A data-driven process controller for energy-efficient variable-speed pump operation in the central cooling water system of marine vessels. **IEEE Transactions on Industrial Electronics**, v. 62, n. 1, p. 587-598, 2014.
47. SU, C; CHUNG, W.; YU, K. An energy-savings evaluation method for variable-frequency-drive applications on ship central cooling systems. **IEEE Transactions on industry applications**, v. 50, n. 2, p. 1286-1294, 2013.
48. KIM, J.; SMITH, R. Cooling water system design. **Chemical Engineering Science**, v. 56, n. 12, p. 3641-3658, 2001
49. FOO, D. C. Y. State-of-the-art review of pinch analysis techniques for water network synthesis. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 48, n. 11, p. 5125-5159, 2009.
50. LIU, F.; MA, J.; FENG, X.; WANG, Y. Simultaneous integrated design for heat exchanger network and cooling water system. **Applied Thermal Engineering**, v. 128, p. 1510-1519, 2018.
51. PANJESHAHI, M. H.; ATAELI, A.; GHARAIE, M.; PARAND, R. Optimum design of cooling water systems for energy and water conservation. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 87, n. 2, p. 200-209, 2009.
52. GHODDOUSI, S.; ANDERSON, A.; REZAIE, B. Advancing Water Conservation in Cooling Towers through Energy-Water Nexus. **European Journal of Sustainable Development Research**, v. 5, n. 3, 2021.
53. GUERRA, O. J.; REKLAITIS, G. V. Advances and challenges in water management within energy systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 82, p. 4009-4019, 2018.
54. CHEN, X.; SUN, F.; CHEN, Y.; GAO, M. Novel method for improving the cooling performance of natural draft wet cooling towers. **Applied Thermal Engineering**, v. 147, p. 562-570, 2019.
55. MA, J.; WANG, Y.; FENG, X.; XU, D. Synthesis cooling water system with air coolers. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 131, p. 643-655, 2018.
56. JONES, D. S. J.; PUJADÓ, P. P. **Handbook of petroleum processing**. Springer Science & Business Media, 2006.

57. ÍNDIO DO BRASIL, N.; ARAÚJO, M. A. S.; DE SOUSA, E. C. M. **Processamento de petróleo e gás**. Grupo Gen-LTC, 2000.
58. ABDEL-AAL, H. K.; AGGOUR, M. A.; FAHIM, M. A. **Petroleum and gas field processing**. CRC press, 2003.
59. NGUYEN, T. V.; BARBOSA, Y. M.; DA SILVA, J. A.; DE OLIVEIRA JUNIOR, S. A novel methodology for the design and optimisation of oil and gas offshore platforms. **Energy**, v. 185, p. 158-175, 2019.
60. RONALDS, B. F. Deepwater facility selection. In: **Offshore Technology Conference**. OnePetro, 2002.
61. RONALDS, B. F. Applicability ranges for offshore oil and gas production facilities. **Marine structures**, v. 18, n. 3, p. 251-263, 2005.
62. GALLO, W. L.; GALLEGO, A. G.; ACEVEDO, V. L.; DIAS, R.; ORTIZ, H. Y.; VALENTE, B. A. Exergy analysis of the compression systems and its prime movers for a FPSO unit. **Journal of Natural Gas Science and Engineering**, v. 44, p. 287-298, 2017.
63. NUNES, G. C.; LOPREATO, L. G. R.; DA SILVA FERREIRA, M. D. A.; VILAMEA, E. M.; DE OLIVEIRA, G. P. H. A. Petrobras Approach to FPSO Cost Reduction. In: **Offshore Technology Conference**. OnePetro, 2016.
64. BRASIL. Ministério do Meio Ambiente (MMA). Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA). Resolução CONAMA N° 382, de 26/12/2006. Estabelece os limites máximos de emissão de poluentes atmosféricos para fontes fixas. *Diário Oficial da União*, Brasília, 02 jan. 2007.
65. BRASIL. Ministério do Meio Ambiente (MMA). Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA). Resolução CONAMA N° 430, de 13/05/2011. Dispõe sobre as condições e padrões de lançamento de efluentes, complementa e altera a Resolução no 357, de 17 de março de 2005, do Conselho Nacional do Meio Ambiente - CONAMA. *Diário Oficial da União*, Brasília, 16 mai. 2011.
66. DE ANDRADE CRUZ, M.; ARAÚJO, O. Q. F.; DE MEDEIROS, J. L. Deep seawater intake for primary cooling in tropical offshore processing of natural gas with high carbon dioxide content: Energy, emissions and economic assessments. **Journal of Natural Gas Science and Engineering**, v. 56, p. 193-211, 2018.
67. BRASIL. Ministério do Meio Ambiente (MMA). Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA). Resolução CONAMA N° 501, de 21/10/2021. Altera a Resolução n° 382/2006, que estabelece os limites máximos de emissão de poluentes atmosféricos para fontes fixas. *Diário Oficial da União*, Brasília, 22 out. 2021.
68. DE OLIVEIRA, P. A.; BARBOSA JR, J. R. Novel two-phase jet impingement heat sink for active cooling of electronic devices. **Applied Thermal Engineering**, v. 112, p. 952-964, 2017.
69. MONGIA, R.; MASAHIRO, K.; DISTEFANO, E.; BARRY, J.; CHEN, W.; IZENSON, M.; POSSAMAI, F.; ZIMMERMANN, A.; MOCHIZUKI, M. Small scale refrigeration system for electronics cooling within a notebook computer. In: **Thermal**

- and Thermomechanical Proceedings 10th Intersociety Conference on Phenomena in Electronics Systems, 2006. IThERM 2006.** IEEE, 2006. p. 751-758.
70. LEWINS, J. D. Optimising an intercooled compressor for an ideal gas model. **International Journal of Mechanical Engineering Education**, v. 31, n. 3, p. 189-200, 2003.
 71. BONJOUR, J.; BEJAN, A. Optimal distribution of cooling during gas compression. **Energy**, v. 31, n. 4, p. 409-424, 2006.
 72. WILCOX, J. **Carbon capture**. Springer Science & Business Media, 2012.
 73. JACKSON, S.; BRODAL, E. A comparison of the energy consumption for CO₂ compression process alternatives. In: **IOP Conference Series: Earth and Environmental Science**. IOP Publishing, 2018. p. 012031.
 74. JACKSON, S.; BRODAL, E. Optimization of the energy consumption of a carbon capture and sequestration related carbon dioxide compression processes. **Energies**, v. 12, n. 9, p. 1603, 2019.
 75. WITKOWSKI, A.; MAJKUT, M. The impact of CO₂ compression systems on the compressor power required for a pulverized coal-fired power plant in post-combustion carbon dioxide sequestration. **Archive of Mechanical Engineering**, v. 59, n. 3, 2012.
 76. WITKOWSKI, A.; RUSIN, A.; MAJKUT, M., RULIK, S.; STOLECKA, K. Comprehensive analysis of pipeline transportation systems for CO₂ sequestration. Thermodynamics and safety problems. **Energy conversion and management**, v. 76, p. 665-673, 2013.
 77. ALABDULKAREM, A.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R. Development of CO₂ liquefaction cycles for CO₂ sequestration. **Applied Thermal Engineering**, v. 33, p. 144-156, 2012.
 78. YAO, E.; WANG, H.; WANG, L.; XI, G.; MARÉCHAL; F. Thermo-economic optimization of a combined cooling, heating and power system based on small-scale compressed air energy storage. **Energy Conversion and Management**, v. 118, p. 377-386, 2016.
 79. PIEROBON, L.; NGUYEN, T. V.; LARSEN, U.; HAGLIND, F.; ELMEGAARD, B. Multi-objective optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery: Application in an offshore platform. **Energy**, v. 58, p. 538-549, 2013.
 80. BEJAN, A. Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes. **Journal of Applied Physics**, vol. 79, no. 3, p. 1191–1218, 1996.
 81. BEJAN, A. Power and refrigeration plants for minimum heat exchanger inventory. **Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME**, vol. 115, no. 2, p. 148–150, 1993.
 82. BEJAN, A.; LEDEZMA, G. A. Thermodynamic optimization of cooling techniques for electronic packages. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 39, no. 6, p. 1213–1221, 1996.

83. KLEIN, S. A. Design considerations for refrigeration cycles. **International Journal of Refrigeration**, vol. 15, no. 3, p. 181–185, 1992.
84. BATTISTI, F. G.; CARDEMIL, J. M.; MILLER, F. M.; DA SILVA, A. K. Normalized performance optimization of supercritical, CO₂-based power cycles. **Energy**, v. 82, p. 108–118, 2015.
85. NGUYEN, T. V.; ROTHUIZEN, E. D.; MARKUSSEN, W. B.; ELMEGAARD, B. Thermodynamic comparison of three small-scale gas liquefaction systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 128, p. 712-724, 2018.
86. NORIEGA SANCHEZ, C. J.; GOSSELIN, L.; DA SILVA, A. K. Designed binary mixtures for subcritical organic Rankine cycles based on multiobjective optimization. **Energy Conversion and Management**, v. 156, n. July 2017, p. 585–596, 2018.
87. ZÜHLSDORF, B.; JENSEN, J. K.; ELMEGAARD, B. Heat pump working fluid selection —economic and thermodynamic comparison of criteria and boundary conditions. **International Journal of Refrigeration**, v. 98, p. 500-513, 2019.
88. BEJAN, A. **Advanced Engineering Thermodynamics**. 3rd ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 2006.
89. BEJAN, A. Theory of heat transfer-irreversible refrigeration plants. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 32, n. 9, p. 1631–1639, 1989.
90. FEIDT, M. Thermodynamics applied to reverse cycle machines, a review. **International Journal of refrigeration**, v. 33, n. 7, p. 1327-1342, 2010.
91. BEJAN, A. Thermodynamic optimization alternatives: minimization of physical size subject to fixed power. **International Journal of Energy Research**, v. 23, n. 13, p. 1111-1121, 1999.
92. CHEN, L.; SUN, F.; WU, C.; KIANG, R. L. A generalized model of a real refrigerator and its performance. **Applied Thermal Engineering**, v. 17, n. 4, p. 401-412, 1997.
93. HERMES, C. J. L. Thermodynamic design of condensers and evaporators: Formulation and applications. **International Journal of Refrigeration**, v. 36, n. 2, p. 633–640, 2013.
94. ARORA, J. S. **Introduction to optimum design**. Academic Press, 2017.
95. HANLON, P. C. **Compressor handbook**. McGraw-Hill Professional, 2001.
96. GUO, B.; GHALAMBOR, A. **Natural gas engineering handbook**. Elsevier, 2014.
97. GUET, S.; OOMS, G. Fluid mechanical aspects of the gas-lift technique. **Annu. Rev. Fluid Mech.**, v. 38, p. 225-249, 2006.
98. SHENG, J. J. Enhanced oil recovery in shale reservoirs by gas injection. **Journal of Natural Gas Science and Engineering**, v. 22, p. 252-259, 2015.
99. VAN LOENHOUT, A.; VAN ZEELENBERG, L.; ROTH, G.; VAN SHEEHAN, E; JANNASCH, N. Commercialization of Stranded Gas With a Combined Oil and GTL FPSO. In: **Offshore Technology Conference**. OnePetro, 2006.
100. MOKHATAB, S.; POE, W. A. **Handbook of natural gas transmission and processing**. Gulf professional publishing, 2012.

101. BLOCH, H. P.; GODSE, A. **Compressors and modern process applications**. John Wiley & Sons, 2006.
102. DE ANDRADE CRUZ, M.; ARAÚJO, O. Q. F.; DE MEDEIROS, J. L. Exergy comparison of single-shaft and multiple-paralleled compressor schemes in offshore processing of CO₂-Rich natural gas. **Journal of Natural Gas Science and Engineering**, v. 81, p. 103390, 2020.
103. RODRIGUES, P. S. B. Compressores industriais. **EDC, Rio de Janeiro**, 1991.
104. ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A.; KANOGLU, M. **Thermodynamics: an engineering approach**. New York: McGraw-hill, 2011.
105. DIXON, S. L.; HALL, C. **Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery**. Butterworth-Heinemann, 2013.
106. THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME PTC 10: Performance Test Code on Compressors and Exhausters. 1997.
107. INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 5389:2005: Turbocompressors – Performance test code. 2005.
108. SCHULTZ, J. M. The Polytropic Analysis of Centrifugal Compressors. **Journal of Engineering for Power**, v. 84, n. 1, p. 69–82, 1962.
109. HUNTINGTON, R. A. Evaluation of polytropic calculation methods for turbomachinery performance. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 107, n. 4, p. 872–876, 1985.
110. EVANS, B. F; HUBLE, S. R. Centrifugal compressor polytropic performance: Consistently accurate results from improved real gas calculations. **Proceedings of the ASME Turbo Expo**, v. 9, p. 1–19, 2017.
111. KLEIN, S.; NELLIS, G. Mastering EES. **f-Chart software**, 2012.
112. BANUTI, D. T. Crossing the Widom-line–supercritical pseudo-boiling. **The Journal of Supercritical Fluids**, v. 98, p. 12-16, 2015.
113. ANDBERG, M. E.; COLBY, G. M. Limitations of ASME PTC 10 in Accurately Evaluation Centrifugal Compressor Thermodynamic Performance. In: **Proceedings of the 42nd Turbomachinery Symposium**. Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories, 2013.
114. DOMANSKI, P. A.; MCLINDEN, M. O. A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures. **International journal of refrigeration**, v. 15, n. 2, p. 81-88, 1992.
115. GUO, J. Design analysis of supercritical carbon dioxide recuperator. **Applied energy**, v. 164, p. 21-27, 2016.
116. DINCER, I. **Refrigeration systems and applications**. John Wiley & Sons, 2017.
117. JENSEN, J. B. **Optimal operation of refrigeration cycles**. Tese (Doutorado). Faculty of Natural Sciences and Technology, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, 2008.

118. OHGAKI, K.; TAKANO, K.; SANGAWA, H.; MATSUBARA, T.; NAKANO, S. Methane exploitation by carbon dioxide from gas hydrates—phase equilibria for CO₂-CH₄ mixed hydrate system—. **Journal of chemical engineering of Japan**, v. 29, n. 3, p. 478-483, 1996.
119. DIDION, D. A. The Influence of the Thermophysical Fluid Properties of the New Ozone-Safe Refrigerants on Performance. **International Journal of Applied Thermodynamics**, v. 22, n. 11, p. 1301–972419, 1999.
120. MCLINDEN, M. O. Thermodynamic evaluation of refrigerants in the vapour compression cycle using reduced properties. **International Journal of Refrigeration**, v. 11, n. 3, p. 134–143, 1988.
121. MCLINDEN, M. O.; DIDION, D. A. Quest for alternatives. **Ashrae Journal**, v. 29, n. 12, p. 32-42, 1987.
122. DOMANSKI, P. A.; BROWN, J. S.; HEO, J.; WOJTUSIAK, J.; MCLINDEN, M. O. A thermodynamic analysis of refrigerants: Performance limits of the vapor compression cycle. **international journal of refrigeration**, v. 38, p. 71-79, 2014.
123. PRAPAINOP, R.; SUEN, K. O. Effects of refrigerant properties on refrigerant performance comparison: A review. **International Journal of Engineering and Research and Applications**, v. 2, p. 486-493, 2012.
124. HERMES, C. J. L. Alternative evaluation of liquid-to-suction heat exchange in the refrigeration cycle. **International journal of refrigeration**, v. 36, n. 8, p. 2119-2127, 2013.
125. MCLINDEN, M. O.; BROWN, J. S.; BRIGNOLI, R., KAZAKOV, A. F. DOMANSKI, P. A. Limited options for low-global-warming-potential refrigerants. **Nature Communications**, v. 8, n. 1, p. 1-9, 2017.
126. CALM, J. M. The next generation of refrigerants—Historical review, considerations, and outlook. **international Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 7, p. 1123-1133, 2008.
127. MCLINDEN, M. O.; HUBER, M. L. (R)Evolution of refrigerants. **Journal of Chemical & Engineering Data**, v. 65, n. 9, p. 4176-4193, 2020.
128. BOOTEN, C. W.; NICHOLSON, S. R.; MANN, M. K.; ABDELAZIZ, O. **Refrigerants: Market Trends and Supply Chain Assessment**. National Renewable Energy Lab. (NREL), Golden, CO (United States), 2020.
129. PEARSON, A. Refrigeration with ammonia. **International journal of refrigeration**, v. 31, n. 4, p. 545-551, 2008.
130. HEATH, E. A. Amendment to the Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer (Kigali amendment). **International Legal Materials**, v. 56, n. 1, p. 193-205, 2017.
131. DA ROSA, O. C.; BATTISTI, F. G.; HOBOLD, G. M.; DA SILVA, A. K. Enhancing heat rejection from electronic devices with a supercritical carbon dioxide minichannel heat exchanger. **International Journal of Refrigeration**, v. 106, p. 463-473, 2019.
132. BEJAN, A. **Convection heat transfer**. John Wiley & Sons, 2013.

133. GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels. **NASA STI/recon technical report A**, v. 41, n. 1, p. 8-16, 1975.
134. LIENHARD, I. V.; JOHN, H. **A heat transfer textbook**. Phlogiston Press, 2005.
135. GUNGOR, K. E.; WINTERTON, R. H. S. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data. **Chemical Engineering Research & Design**, v. 65, n. 1, p. 148-156, 1987.
136. AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Handbook – Fundamentals**. 2017.
137. MÜLLER-STEINHAGEN, H.; HECK, K. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 20, n. 6, p. 297-308, 1986.
138. COLBURN, A. P. Correlation of Heating and Cooling Data for Flow through Tubes. **Trans. Am. Inst. Chemical Eng.**, v. 29, p. 174, 1933.
139. GUO, S. P.; WU, Z.; LI, W.; KUKULKA, D.; SUNDÉN, B.; ZHOU, X. P.; WEI, J. J.; SIMON, T. Condensation and evaporation heat transfer characteristics in horizontal smooth, herringbone and enhanced surface EHT tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 85, p. 281-291, 2015.
140. SHAH, M. M. A correlation for heat transfer during condensation in horizontal mini/micro channels. **International Journal of Refrigeration**, v. 64, p. 187-202, 2016.
141. SHAH, M. M. An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes. **Hvac&R Research**, v. 15, n. 5, p. 889-913, 2009.
142. SHAH, M. M. General Correlation For Heat Transfer During Condensation in Plain Tubes: Further Development and Verification. **ASHRAE Transactions**, v. 119, n. 2, 2013.
143. SERTH, R. W.; LESTINA, T. **Process heat transfer: Principles, applications and rules of thumb**. Academic press, 2014.
144. SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. **Fundamentals of heat exchanger design**. John Wiley & Sons, 2003.
145. PETROV, N. E.; POPOV, V. N. Heat transfer and hydraulic resistance with turbulent flow in a tube of water at supercritical parameters of state. **Thermal Engineering**, v. 35, n. 10, p. 577-580, 1988.
146. FANG, X.; XU, Y. Modified heat transfer equation for in-tube supercritical CO₂ cooling. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 14-15, p. 3036-3042, 2011.
147. LV, H.; BI, Q.; DONG, X.; ZHANG, Z.; ZHU, G. Investigation on heat transfer of in-tube supercritical water cooling accompanying out-tube pool boiling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 136, p. 938-949, 2019.
148. DANG, C.; HIHARA, E. In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1. Experimental measurement. **International journal of refrigeration**, v. 27, n. 7, p. 736-747, 2004.

149. BEJAN, A. **Entropy generation through heat and fluid flow**. New York: Wiley, 1982.
150. TOWLER, G.; SINNOTT, R. **Chemical engineering design: principles, practice and economics of plant and process design**. Butterworth-Heinemann, 2021.
151. HARDEN, C. J. Discount rate development in oil and gas valuation. In: **SPE Hydrocarbon Economics and Evaluation Symposium**. Society of Petroleum Engineers, 2014.
152. COST reduction for offshore platforms. Future Bridge, 2021. Disponível em <<https://www.futurebridge.com/industry/perspectives-energy/cost-reduction-for-oil-and-gas-platforms/>>. Acesso em 18 set. 2021.
153. CENTRIFUGAL compressor technical parameters. Denair, 2021. Disponível em <https://www.denair.net/Centrifugal_Compressor/188.html> Acesso em 9 out 2021.
154. EFFICIENT and Robust Single-shaft Centrifugal Compressors. Siemens Energy, 2021. Disponível em <<https://www.siemens-energy.com/global/en/offering/compression/single-shaft-centrifugal-compressors.html>> Acesso em 9 out 2021.
155. HOWDEN horizontal split centrifugal compressor. Howden, 2021. Disponível em <<https://www.howden.com/en-gb/products/compressors/single-shaft-multistage-horizontally-split>> Acesso em 9 out 2021.
156. HGF Three-phase Induction Motor Technical Catalogue. WEG, 2021. Disponível em <<https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h67/h2d/WEG-WMO-HGF-50103095-brochure-english-web.pdf>> Acesso em 9 out 2021.
157. PWD API 610 BB1 Single Stage Pump. PumpWorks, 2021. Disponível em <https://www.pumpworks.com/wp-content/uploads/2019/02/PW610_PWD_Brochure_r2.pdf> Acesso em 9 out 2021.
158. NATURAL Gas Weekly Update. US Energy Information Administration, 2021. Disponível em <<https://www.eia.gov/naturalgas/weekly/>> Acesso em 30 out 2021.