

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Hairton Júnior José da Silveira

AVALIAÇÃO DE CICLO DE AR ÚMIDO COM RECUPERAÇÃO DE ÁGUA

Belo Horizonte

2019

Hairton Júnior José da Silveira

AVALIAÇÃO DE CICLO DE AR ÚMIDO COM RECUPERAÇÃO DE ÁGUA

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Felipe Raúl Ponce Arrieta

Área de concentração: Sistemas Térmicos e Fluidos

Belo Horizonte

2019

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

S587a Silveira, Hairton Júnior José da
Avaliação de ciclo de ar úmido com recuperação de água / Hairton Júnior José da Silveira. Belo Horizonte, 2019.
134 f.: il.

Orientador: Felipe Raúl Ponce Arrieta
Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

1. Energia elétrica - Produção. 2. Água - Reuso. 3. Turbinas a gás - Avaliação. 4. Energia - Indústria - Aspectos econômicos. 5. Análise térmica. 6. Termodinâmica. I. Arrieta, Felipe Raúl Ponce. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 621.1

Hairton Júnior José da Silveira

AVALIAÇÃO DE CICLO DE AR ÚMIDO COM RECUPERAÇÃO DE ÁGUA

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Prof. Felipe Raúl Ponce Arrieta, D.Sc. – PUC Minas (Orientador)

Prof^a. Cristiana Brasil Maia, D.Sc. – PUC Minas (Banca Examinadora)

Prof. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo, D.Sc. – UNICAMP (Banca examinadora)

Belo Horizonte, 29 de Março de 2019

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus. Pela oportunidade à vida e junto a ela, várias possibilidades para realizar meus sonhos. Por se fazer presente nas dificuldades e nos momentos felizes, no qual sempre fui acolhido por seu amor e misericórdia inesgotáveis.

A minha família, em especial a minha mãe Amazília, símbolo de mulher batalhadora e guerreira, pelo apoio incondicional e por todo carinho e zelo.

A minha falecida irmã Aianda, pelo entusiasmo e otimismo sobre o pequeno irmão, deixando em seu legado bons ensinamentos e uma boa aposta sobre meu futuro.

Ao professor e orientador Felipe Arrieta, por todos os ensinamentos passados, pela sua ampla visão profissional e acadêmica, pelos desafios que me fortaleceram, por acreditar em meu potencial e por sua amizade.

Aos meus amigos, em especial a Fernando Cunha Pimentel Ulhoa, Alexandre Monteiro Cruz e Valéria Gomes, pelas palavras de conforto, momentos de descontração que ajudaram à aliviar os estresses do caminho, pelas discussões sobre o tema proposto.

Aos professores e funcionários do Núcleo de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da PUC Minas, por todos os conhecimentos compartilhados, pela convivência assídua nesta longa jornada.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoa de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

A todos aqueles que contribuíram de alguma forma para realização deste trabalho.

*“Não é o mais forte que sobrevive, nem o mais inteligente,
mas o que melhor se adapta às mudanças.” (Charles Darwin)*

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo a análise termoeconômica de um ciclo de ar úmido com turbina a gás, operando com um trocador de calor do tipo condensador de contato direto, tendo em foco os indicadores termoeconômicos de geração de energia elétrica e a recuperação de água. O ciclo de ar úmido escolhido foi modelado no *software Gate CycleTM*, e o condensador de contato direto no programa *EES*. Realizou-se uma análise paramétrica tendo como objetivo um aumento da eficiência energética e recuperação de água. Definiu-se como ponto de projeto do ciclo de ar úmido a razão de pressão de 35, com temperatura de entrada da turbina em 1300 °C. Neste, foi possível alcançar um trabalho específico de 583,78 kJ/kg, eficiência energética do ciclo de 49,45%, eficiência exergética do ciclo de 47,54% e custo exergético unitário do ciclo de 2,49 kW/kW. Foi especificado o anel de *Raschig* como material metálico de 0,8 mm de espessura com 12,8 mm de diâmetro, apresentando a maior recuperação de vazão mássica (4,1891 kg/s), menor altura da torre (2,95 m) com razão de comprimento para diâmetro de 1,5. Ademais, a elevação da razão de líquido-gás de 2 para 6 na torre tem um aspecto positivo na vazão mássica de líquido recuperada em 66%, além de reduzir a área superficial em 74%. Foi possível a diminuição da fração molar de H₂O presentes no gás de 0,14 para 0,08, proporcionando um excedente de água de 0,65 kg/s e uma potência líquida de 58,37 MW. Em relação à análise termoeconômica, o ciclo apresentou um fluxo monetário específico de 3070 R\$/h, no qual o consumo de gás natural representa 94,1% do total apresentado. O custo de geração de energia apresentou o valor de 37,66 R\$/MWh e o de geração de água no valor de 0,1297 R\$/m³, ambos competitivos com o mercado brasileiro.

Palavras-chave: Ciclo de ar úmido; Condensador de Contato Direto; Recuperação de água; Análise termoeconômica.

ABSTRACT

The present work aims at the thermoeconomic analysis of a humid air gas turbine cycle, operating with a direct contact condenser heat exchanger, focusing on the thermoeconomic indicators of electricity generation and water recovery. The chosen humid air cycle was built in the Gate CycleTM system, and the direct contact condenser in the EES program. A parametric analysis was carried out with the objective of improving energy efficiency and water recovery. The pressure ratio of 35 was assigned as the design point of the humid air cycle, with the turbine inlet temperature at 1300 °C. In the design point as mentioned before, was possible to achieve a specific work of 583.78 kJ/kg, thermal efficiency of the cycle of 49.45%, exergetic efficiency of the cycle of 47.54% and unit exergetic cost of the cycle of 2.49 kW/kW. The Raschig ring was specified as a 0.8 mm thick metal material with a diameter of 12.8 mm, presenting the highest mass flow recovery (4.1881 kg/s), lower tower height (2.95 m) and a length to diameter ratio of 1.5. In addition, the increase of the ratio of liquid-gas from 2 to 6 in the tower has a positive result in the recovered mass flow of liquid in 66%, besides reducing the surface area by 74%. It was possible to decrease the molar fraction of H₂O present in the gas from 0.14 to 0.08, providing a water surplus of 0.65 kg/s and a net power of 58.37 MW. Regarding the thermoeconomic analysis, the cycle revealed a specific monetary flow of 3070 R\$/h, in which the consumption of natural gas represents 94.1% of the total presented. The energy cost generation was R\$ 37.66/MWh and the recovery of water was R\$ 0.1279/m³, both values are competitive with the brazilian market.

Keywords: Humid air gas turbine cycle; Direct contact condenser; Water recovery; Thermoeconomic analysis

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - Relação entre água e energia	33
FIGURA 2 - Histórico de consumo de água nas termoeletricas e população	34
FIGURA 3 - Esquema do ciclo BAHAT	42
FIGURA 4 - Diagrama do processo de dessanilização por contato direto	45
FIGURA 5 - Diagrama do processo utilizado para desumidificação e umidificação	47
FIGURA 6 - Diagrama esquemático do condensador de contato direto de bolhas	49
FIGURA 7 - Diagrama esquemático de um ciclo com absorção de calor de inter-resfriamento	50
FIGURA 8 - Configurações da turbina a gás em série e paralelo	53
FIGURA 9 - Ciclo de ar úmido simples (a) e sua representação no diagrama T-s (b).....	56
FIGURA 10 - Melhorias do ciclo Brayton	57
FIGURA 11 - Eficiências globais úmida e seca	57
FIGURA 12- Ciclo objeto de análise	72
FIGURA 13- Esquema do condensador de contato direto	77
FIGURA 14 - Definição de insumo e produto para os equipamentos do ciclo	86
FIGURA 15 – Variação de W_c pela r_p em diferentes faixas de T_{ET}	100
FIGURA 16- Variação de η pela r_p em diferentes faixas de T_{ET}	101
FIGURA 17 - Variação de η_{exc} pela r_p em diferentes faixas de T_{ET}	102
FIGURA 18 - Variação de k_{uc} pela r_p em diferentes faixas de T_{ET}	103
FIGURA 19 - Variação de z pela d_r no condensador de contato direto	105
FIGURA 20 - Variação de Δm pela d_r no condensador de contato direto.....	106
FIGURA 21 - Variação de A_{sup} pela d_r no condensador de contato direto	107
FIGURA 22 - Variação de Δm e T_s pela $r_{l/g}$ no condensador de contato direto.....	108
FIGURA 23 - Variação de A_{sup} e z pela $r_{l/g}$ no condensador de contato direto	109
FIGURA 24 - Variação de Δt_{ic} e IN por z do condensador de contato direto	111
FIGURA 25 – Variação das composições químicas por z no condensador de contato direto	112
FIGURA 26 – Variação de τ e T_s por z no condensador de contato direto	113

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - Dados de entrada	76
TABELA 2 - Valores das constantes de Sherwood e Holloway para anéis de <i>Raschig</i>	81
TABELA 3 - Parâmetros para cálculo dos fluxos monetários externos.....	92
TABELA 4 - Variações dos parâmetros dos trocadores de calor.....	94
TABELA 5 - Características dos recheios do tipo anéis de <i>Raschig</i>	96
TABELA 6 – Resumo da otimização nos trocadores de calor	99
TABELA 7 - Propriedades termodinâmicas do ciclo de ar úmido e CCD.....	114
TABELA 8 - Resumo dos resultados de desempenho do ciclo.....	115
TABELA 9 – Resultado exergético do ciclo e fluxos monetários externos.....	116

LISTA DE ABREVIATURAS

AC	Aftercooler (ou Pós Resfriador)
AIE	Área de Irreversibilidades Externas
ANA	Agência Nacional das Águas
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
AT	Atemperador
B	Bomba
BAHAT	<i>Brayton Inverted Humified Air Turbine</i>
C	Compressor
CAP	Compressor de Alta Pressão
CAR	Compressor de Ar
CBP	Compressor de Baixa Pressão
CC	Câmara de Combustão (ou Combustor)
CCCF	Célula de Combustível de Carbonato Fundido
D	Distribuidor
ECO	Economizador
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
EX	Expansor
FGC	Flue Gas Condenser
HAT	<i>Humified Air Turbine</i>
HAWIT	<i>Humid Air Water Injection Turbine</i>
HD	Umidificador
HRSG	<i>Heat Recovery Steam Generator</i>
IEMA	Instituto de Energia e Meio Ambiente
IRR	<i>Internal Rate of Return</i>
M	Misturador
mHAT	<i>Humified Air Microturbine</i>
NSGA	<i>Non-dominated Sorting Genetic Algorithm</i>
PCI	Poder Calorífico Inferior
PR	Pré-resfriador
PR1	Pós-resfriador 1
PR2	Pós-resfriador 2
TPC	Temperatura na membrana

R	Recuperador
RAR	Resfriador a ar
RD	Resíduos e dissipações
SAT	Saturador de gás
SEP	Separador
SOFC	<i>Solid Oxide Fuel Cell</i>
SPECO	<i>Specific Exergetic Cost</i>
STIG	<i>Steam Injected Gas Turbine</i>
T	Turbina
TECE	Teoria Estrutural do Custo Exergético
WTEMP	<i>Web-based Thermo-economic Modular Program</i>

LISTA DE LETRAS E SÍMBOLOS

LETRAS LATINAS

A	Área	m^2
C_{eq}	Custo de compra do equipamento	R\$
c	Calor específico	$kJ/kg.K$
cm	Custo monetário unitário	$$/kW.h$
Cm	Custo monetário	$$/h$
$C_{O\&M}$	Custo de operação e manutenção	%
D	Coefficiente difusivo de transferência de massa	m^2/s
d	Diâmetro	m
$\frac{dE}{dt}$	Varição da energia pelo tempo	kW
$\frac{dM}{dt}$	Varição da massa pelo tempo	kg/s
$\frac{dS}{dt}$	Taxa de acúmulo de entropia	kW/K
$\frac{d\mathcal{E}}{dt}$	Varição de exergia de não-fluxo para sistema fechado	kW
e	Fluxo de exergia específica	kJ/kg
\bar{e}	Exergia específica molar	$kJ/kmol$
\dot{E}	Exergia total de um fluxo ou máximo trabalho teórico	kW
f	Razão combustível para ar	kg_a/kg_{comb}
FA	Fator de amortização	% a.a.
g	Aceleração da gravidade	m/s^2
\bar{g}	Energia livre de Gibbs na base molar	$kJ/kmol$
G	Vazão volumétrica de gás por unidade de área	$kmol/h.m^2$
h	Entalpia específica do estado	kJ/kg
H	Umidade molar	$kmol_v/kmol_a$
H_{eq}	Altura do equipamento	m
HETP	Altura equivalente do prato teórico	m
H_G	Altura relativa para transferência de massa na fase gassosa	m
HO	Horas de operação no ano	h
i	Taxa de juros a longo prazo	% a.a.
\dot{F}	Insumo exergético do ciclo ou componente	kW

$F_{O\&M}$	Fator de operação e manutenção	%
J_D	Fator J para transferência de massa	-
J_H	Fator J para transferência de calor	-
k	Condutividade térmica do fluido	kW/m.K
ku	Custo exergético unitário	kW/kW
l	Espessura de filme fictício	m
L	Vazão volumétrica de água por unidade de área	kmol/h.m ²
\dot{m}	Vazão mássica	kg/s
M	Massa molecular	kg/kmol
n	Fluxo mássico para transferência de massa	kg/m ² .s
N	Quantidade de matéria do componente	kmol
NB	Número de bandejas do saturador	-
p	Pressão	kPa
\dot{P}	Produto exergético do ciclo ou componente	kW
PCI	Poder Calorífico Inferior	kJ/kg
Pr	Número de Prandtl	-
\dot{Q}	Taxa de energia transferida na forma de calor	kW
r	Razão de pressão	-
\bar{R}	Constante Universal dos Gases	kJ/kmol.K
s	Entropia específica do estado	kJ/kg.K
\dot{S}	Taxa de entropia	kW/K
Sc	Número de Schimidt	-
T	Temperatura do estado	K
T_{FGN}	Taxa fixa de fornecimento do gás natural	R\$/h
T_{VA}	Taxa variável de fornecimento de água	R\$/m ³
T_{VGN}	Taxa variável de fornecimento do gás natural	R\$/m ³
U	Coefficiente global de transferência de calor	kW/m ² K
u	Número de anos de vida útil	ano
u_∞	Velocidade de escoamento do fluido	m/s
$\frac{v^2}{2}$	Energia cinética do estado	kJ/kg
v_{max}	Velocidade máxima permitida no equipamento	m/s
x	Fração molar	-

\dot{W}	Taxa de energia transferida na forma de trabalho	kW
z	Altura em relação a uma dada referência	m
Z_m	Fluxo monetário	R\$/h
Z_m	Fluxo financeiro externo	\$/h

LETRAS GREGAS

α	Constante da equação 39	
β	Razão psicométrica do tanque	
γ	Constante da equação 39	
η	Eficiência	%
μ	Potencial químico	kJ/kmol
∇	Gradiente	
ρ	Densidade	kg/m ³
ϱ	Divisão proporcional da neguentropia	-
ν	Viscosidade cinemática	m ² /s
σ	Coefficiente convectivo de transferência de calor	kW/m ² .K
τ	Coefficiente convectivo de transferência de massa	kmol/h.m ² .kPa
λ	Calor de vaporização do fluido molar	kJ/kmol
ζ	Calor molar úmido	kJ/kmol.K

SUBSCRITOS

a	Referente ao fluido de ar
A	Referente à substância A da mistura
água	Referente ao fluxo de água
AS	Referente ao estado de equilíbrio do componente A
b	Referente à componente Bomba
B	Referente à substância B da mistura
CAP	Referente ao compressor de alta pressão
CAR	Referente ao compressor de ar

CBP	Referente ao compressor de baixa pressão
c	Referente ao ciclo
col	Referente a coluna
comb	Referente ao fluido de combustível
e	Referente ao fluxo de entrada
eq	Referente ao equipamento
ex	Referente à eficiência exergética (2ª lei)
f	Referente ao fluxo de exergia específica
fri	Referente ao fluxo frio do trocador de calor
g	Referente à fase gasosa do fluido
ger	Referente à geração da propriedade entropia
i	Contador de componente
ic	Referente a temperatura interfacial de conferência
ind	Referente ao custo de indexação
inv	Referente ao fluxo monetário de investimento
it	Referente a área interfacial
iso	Referente ao estado isentrópico no estado
l	Referente à fase líquida do fluido
liq	Referente ao trabalho líquido
lm	Média Logarítmica
NC	Referente à fase não condensável do fluido
O	Referente ao fundo da torre
q	Referente a química da exergia específica
que	Referente ao fluxo quente do trocador de calor
s	Referente ao fluxo de saída
sat	Referente ao saturador
T	Referente ao topo da torre
t	Referente à componente Turbina
tot	Total
th	Referente à eficiência térmica (1ª lei)
v	Referente à fase de vapor do fluido
w	Referente à ausência de transferência simultânea de massa
0	Referente ao estado sem potencial químico e termodinâmico (absoluto)

SOBRESCRITOS

- * Referente ao estado sem potencial termodinâmico (restrito)
- Base molar
- Sat Saturado

SUMÁRIO

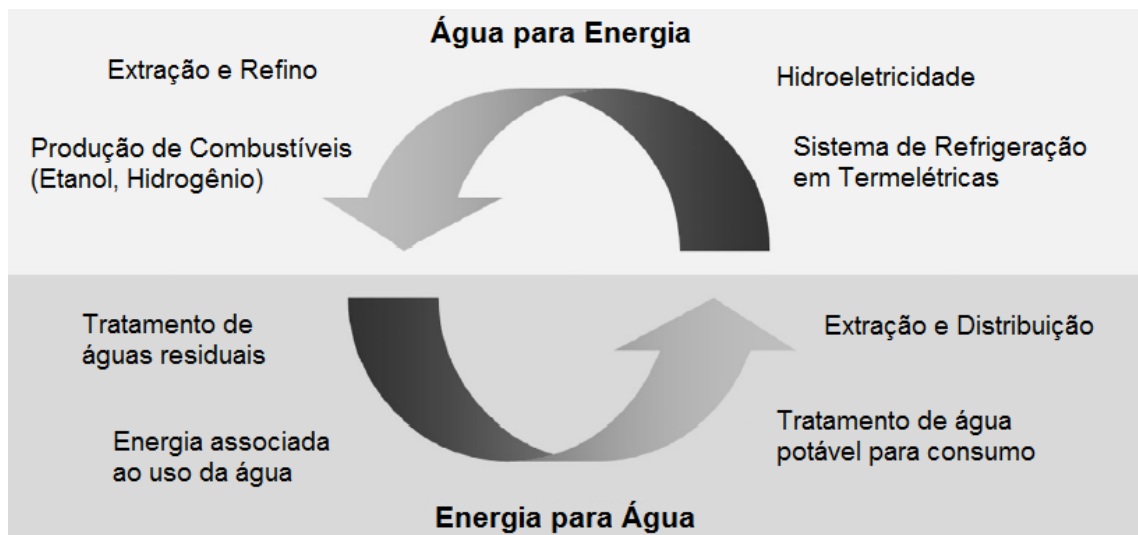
1.	INTRODUÇÃO	33
1.1	Objetivo geral	35
1.2	Objetivos Específicos	35
1.3	Motivação	36
1.4	Justificativa	36
1.5	Estruturação	37
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	39
2.1	Ciclo de ar úmido	39
2.2	Condensador de contato direto	44
2.3	Termoeconomia	50
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	55
3.1	Funcionamento do ciclo de ar úmido	55
3.2	Análise Termodinâmica	58
3.3	Transporte de calor e massa	65
3.4	Termoeconomia	68
4	METODOLOGIA	71
4.1	Definição e modelagem do ciclo de ar úmido	71
4.2	Modelagem do condensador de contato direto no <i>software EES</i>	77
4.3	Modelagem termoeconômica	83
4.3.1	<i>Definição de insumo e produto</i>	85
4.3.2	<i>Diagrama produtivo</i>	88
4.3.3	<i>Custos de investimento e fluxos monetários</i>	90
4.4	Análise paramétrica para ponto de projeto	93
4.4.1	<i>Parâmetros do ciclo de ar úmido</i>	94
4.4.2	<i>Parâmetros do condensador de contato direto</i>	95
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	97
5.1	Ciclo de ar úmido com turbina a gás	97
5.2	Condensador de contato direto	104

5.2.1	<i>Análise diferencial na torre</i>	110
5.3	<i>Análise no ponto de projeto</i>	114
5.4	<i>Análise termoeconômica</i>	116
6	CONCLUSÕES	119
6.1	Recomendações para trabalhos futuros	121
	REFERÊNCIAS	123
	APÊNDICE A – ESQUEMA DO MODELO SIMULADO NO <i>SOFTWARE GATE</i> <i>CYCLETM</i>	129
	APÊNDICE B – DIAGRAMA PRODUTIVO DO CICLO DE AR ÚMIDO COM MODELO E&S MODIFICADO	131
	APÊNDICE C – RESULTADO DA ANÁLISE TERMIECONÔMICA NOS FLUXOS PRODUTIVOS	132

1. INTRODUÇÃO

A transformação na matriz hídrica deixou de ser uma preocupação exclusivamente socioambiental, estendendo-se para uma responsabilidade de relevância socioeconômica, na qual a água desempenha um importante papel no contexto energético (Figura 1) para geração de eletricidade, extração e produção de combustíveis primários e secundários (GADONNEIX e outros, 2010). De forma complementar, são necessários insumos energéticos para extração, tratamento e distribuição de água limpa, assim como o tratamento de águas residuais, criando uma interdependência entre os sistemas de água e energia.

Figura 1 - Relação entre água e energia

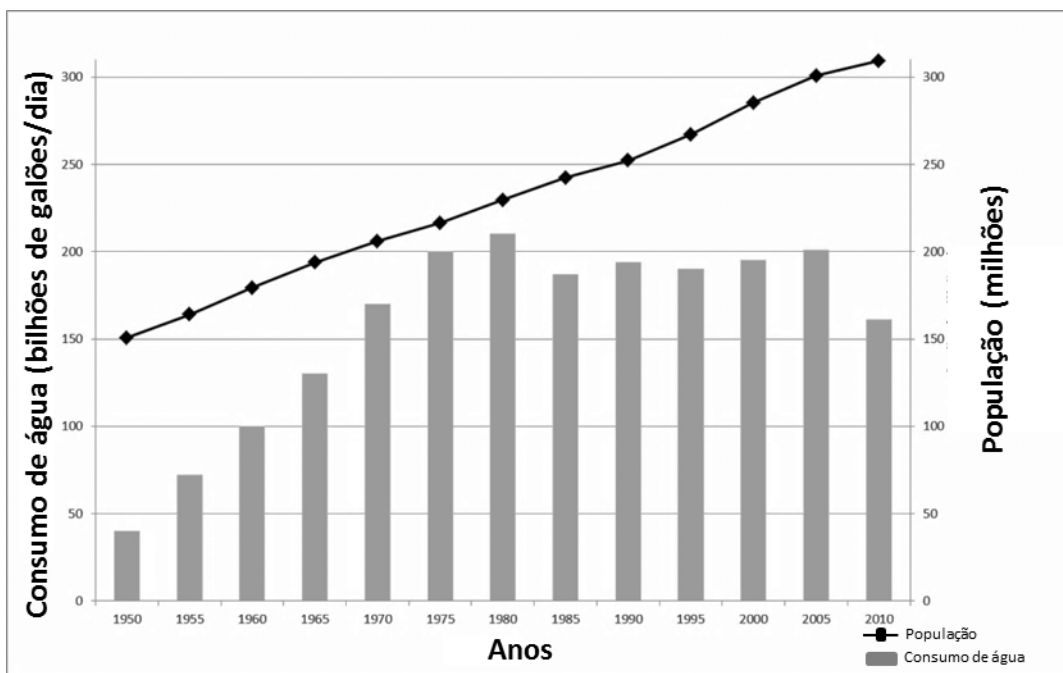


Fonte: Adaptado de Gadonneix e outros (2010)

Nos Estados Unidos, país onde a geração de energia é predominantemente dada por termoelétricas, a produção de energia resulta em uma das maiores utilizações da água, consumindo 161 bilhões de galões de água por dia em 2010, quantia que representa 45% do uso total de água no país (MAUPIN et al., 2010). A Figura 2 apresenta o histórico do consumo de água nas termoelétricas, e a evolução da população nos Estados Unidos. É observada uma elevação do consumo em conjunto com a evolução da população até a década de 80, atingindo 210 bilhões de galões por dia para geração de energia elétrica. Neste período ocorreu uma crise hídrica na costa oeste dos Estados Unidos, principalmente em São Francisco, fazendo com que o país alterasse o modelo de gestão hídrica. Ainda segundo Maupin e outros (2010), além das medidas sociais e planas de conscientização populacional, as novas usinas termoelétricas foram construídas utilizando sistemas de refrigeração com

recirculação de água ou sistemas de resfriamento a seco, estas com um menor consumo de água do que usinas com sistemas de resfriamento único. Ademais, a diminuição do uso do carvão como insumo e a grande oferta e utilização do gás natural proporcionou a implantação de novas usinas com tecnologias de refrigeração mais eficientes, o que justificou o fechamento de termoeletricas com resfriamento único. Através das medidas adotadas, houve um decaimento do consumo de água nas plantas de geração, mesmo com a evolução populacional do país.

Figura 2 - Histórico de consumo de água nas termoeletricas e população



Fonte: Adaptado de UNITED STATES GEOLOGICAL SURVEY (2016)

O Sistema Elétrico do Brasil está passando por um período de transição, em que há a necessidade de expansão da capacidade instalada. No entanto, com a insuficiência de água nas bacias hidrográficas que suportam as hidroelétricas, a geração por usinas termoeletricas é uma alternativa amplamente utilizada para atender o crescimento da demanda de energia. Segundo Viscondi e outros (2016) em pesquisa realizada pelo IEMA (Instituto de Energia e Meio Ambiente), a implantação de novas usinas deve ter o foco não somente na energia elétrica produzida e combustíveis disponíveis. O estudo detalhado sobre as bacias hídricas do local e tecnologias de reaproveitamento de água faz-se necessários, tendo ciência do consumo elevado de água. Em estudo realizado em parceria com a ANA (Agência Nacional das Águas), o IEMA constatou que aproximadamente 62% das usinas termoeletricas implantadas

na região sudeste do país se encontra em situação preocupante, crítica ou muito crítica, em função do volume de água presente nas bacias hídricas da região. Na região nordeste, há uma estimativa superior a 95% para as mesmas situações de risco. Diante disso, este trabalho conduz à procura por novas soluções tecnológicas para reaproveitamento de água na geração termoelétrica levando em consideração os impactos socioambientais e socioeconômicos.

1.1 Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo a análise termoeconômica de um ciclo de ar úmido com turbina a gás, operando com um trocador de calor do tipo condensador de contato direto, tendo em foco indicadores termoeconômicos, a geração de energia elétrica e a recuperação de água.

1.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos são:

- a) Definir o ciclo de ar úmido com turbina a gás a ser estudado como objeto de análise, modelando-o no *software Gate CycleTM*, realizando uma integração do modelo do condensador de contato direto do EES com o do ciclo proposto;
- b) Modelar o trocador de calor de contato direto no *software EES (Engineering Equation Solver)* conforme equações de conservação de massa, energia e conceitos de transferência de calor e massa;
- c) Realizar uma análise termoeconômica do ciclo com base em um modelo que visa a utilização do diagrama produtivo fundamentado na exergia e entropia (Modelo E&S) modificado, avaliando os indicadores de geração de energia elétrica e consumo de água;
- d) Analisar o efeito das variáveis de dimensionamento distintas no comportamento do condensador de contato direto e do ciclo de ar úmido com turbina a gás, de modo a avaliar o seu impacto na eficiência energética e recuperação de água.

1.3 Motivação

A evolução tecnológica e o desenvolvimento socioeconômico na sociedade mundial nos últimos anos resultaram em uma constante elevação do consumo de energia, uma vez que esta demanda energética é um reflexo do ritmo de atividades dos setores industriais, de transportes, residenciais, energéticos, agropecuários e de serviços. Segundo a ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica) (2008), mesmo com a matriz energética brasileira sendo predominantemente hidráulica, fatores como o crescimento da demanda, a escassez da oferta, restrições financeiras, socioeconômicas e ambientais indicam que a situação do setor elétrico demonstra a necessidade de alternativas de geração complementar para suprimento da demanda energética desde a data da pesquisa realizada pelo autor. Usualmente, as usinas termoeletricas vêm sendo operadas em períodos de risco hidrológico, suprimindo assim a demanda elétrica. Em contra partida, esta tecnologia apresenta um custo maior de geração além de consumir um volume expressivo de água, fator este que é contraditório à sua aplicação em baixos níveis das bacias hídricas. Diante disso, o desafio está em implementar usinas termoeletricas de geração de energia, com baixos custos de geração e menor consumo de água, a fim de atender a demanda energética com a oferta hídrica da região.

1.4 Justificativa

O ciclo de ar úmido com turbina a gás provém alta eficiência e baixo custo de investimento se comparado a ciclos combinados gás-vapor, porém necessita de elevados volumes de água para funcionamento. Desta forma, para que seja possível a recuperação de água do ciclo, são estudados trocadores de calor do tipo condensadores de contato direto, que são equipamentos inovadores e com alto potencial de aplicação. O estudo detalhado sobre suas configurações e aplicações ainda é algo distante de ser completamente desenvolvido, e a evolução de seus resultados implicam em ganhos no contexto de geração de energia termoeletrica. A introdução do condensador de contato direto fará com que o ciclo se torne sustentável do ponto de vista do consumo de água, pendendo vir a viabilizar sua competitividade no mercado.

1.5 Estruturação

Além deste Capítulo 1 que compõe o texto, com objetivo de apresentar uma breve introdução sobre o tema, os objetivos, as motivações e justificativas, este texto de dissertação contém:

- O Capítulo 2, que apresenta uma revisão bibliográfica sobre a aplicação do ciclo de ar úmido, dos estudos sobre condensadores de contato direto, e trabalhos sobre termoeconomia aplicado a ciclos de turbina a gás – incluindo o ciclo de ar úmido;
- O Capítulo 3, que apresenta a fundamentação teórica com as equações fundamentais necessárias e explicação do funcionamento dos equipamentos para o entendimento do trabalho;
- O Capítulo 4, que apresenta a metodologia aplicada neste trabalho, partindo da definição e modelagem do ciclo de ar úmido, do modelo de condensador de contato direto, da análise termoeconômica e análise paramétrica para ponto de projeto;
- O Capítulo 5, que apresenta os resultados deste trabalho, sendo discutidos conforme os parâmetros de projeto;
- O Capítulo 6, que apresenta as conclusões alcançadas e recomendações para trabalhos futuros;
- O Apêndice, que apresenta informações complementares que foram omitidas no corpo principal desta dissertação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção apresenta-se uma revisão da literatura sobre condensadores de contato direto, ciclos de ar úmido de geração de energia operando com turbinas a gás e análises termoeconômicas de ciclos de geração de energia. Em cada tópico são discutidas as influências das variáveis nos respectivos sistemas, assim como os resultados apresentados, os quais serão utilizados como referências para o desenvolvimento da dissertação.

2.1 Ciclo de ar úmido

O ciclo de ar úmido é um ciclo termodinâmico com alta eficiência, potência e baixas emissões de poluentes. Este ciclo é uma modificação do ciclo Brayton de turbina a gás convencional e emprega o conceito de injeção de água a partir de um umidificador de gás (ou saturador de gás), responsável por aumentar a massa de ar úmido a ser enviado a câmara de combustão e expandido na turbina. O primeiro estudo patenteado sobre o ciclo de ar úmido foi realizado por Martinka em 1940, para uma turbina a gás recuperada onde a água aquecida nos pré-resfriadores foi injetada em uma torre embalada para umidificação do ar comprimido. Nos anos posteriores várias patentes foram criadas, porém apenas a partir da década de 80 esta tecnologia vem sendo mais estudada e implementada. (JONSSON; YAN, 2005)

Heppenstall (1998) reuniu diversas configurações de ciclos de turbina a gás, destacando os pontos melhorados com cada tecnologia. A primeira configuração dispunha de trocadores de calor do tipo recuperador e inter-resfriadores em uma planta com capacidade de geração de 20 MW, obtendo uma eficiência térmica em torno de 42% e uma efetividade do recuperador maior que 95%. A segunda configuração é dada por um ciclo de turbina a gás com uma caldeira de recuperação de calor, onde a potência e a eficiência térmica foram aumentadas de 30 MW para 42 MW e 36% para 44%, respectivamente. Este fato é justificado pela injeção de água quente na câmara de combustão, aumentando o fluxo mássico introduzido na turbina e diminuindo a injeção de combustível. Os ciclos de injeção de água têm como desvantagem a perda de calor no evaporador quando este é trabalhado em pressões distintas. Devido a esse fato, o ciclo de ar úmido sobressai sobre os ciclos estudados por utilizar um saturador de gás externo para geração de ar úmido que será introduzido na câmara, obtendo eficiências térmicas de aproximadamente 46%.

Pilavachi (2000) realizou um resumo sobre diferentes tipos de configurações de ciclos com turbinas a gás para cogeração, pegando como base um ciclo simples composto por

compressor, combustor e turbina a gás. As primeiras melhorias significativas no ciclo foram exercidas a partir do aumento da temperatura da entrada da turbina, resultando numa eficiência de 60%. Ciclos regenerativos elevam a eficiência na geração de energia para valores maiores que 40% além de resultar em menores níveis de poluição para geração de eletricidade. A injeção de vapor ou água em ciclos regenerativos (ciclo STIG ou *Cheng*) pode aumentar a potência em até 20% devido ao maior fluxo de massa entre os estágios da turbina. Destaca-se entre as configurações a do ciclo de ar úmido, no qual há a injeção de água-vapor no ciclo, porém sem a necessidade de uma caldeira de recuperação de calor, com potência e eficiência elevadas e baixa emissão de NO_x . Por último, a utilização de um ciclo combinado entre turbina a gás e turbina a vapor gera uma eficiência térmica superior a 60%.

Nyberg e Thern (2012) promoveram estudos comparativos em diferentes configurações de ciclos de ar úmido com turbina a gás no *software IPSEpro*, no qual foram introduzidos novos componentes aumentando assim o grau de complexidade de cada sistema, avaliando seus indicadores de desempenho. Houve um aumento da eficiência térmica com o aumento da razão de pressão do ciclo e da temperatura de entrada da turbina a gás na configuração simples e completa (acrescidos de um economizador, inter-resfriador e pós-resfriador), uma vez que o fluido de trabalho detém maior energia no ciclo. O ciclo de ar úmido simples atingiu uma eficiência térmica de aproximadamente 37% no seu ponto máximo, enquanto o ciclo de ar úmido completo atingiu eficiências superiores a 52%. Constatou-se que o melhor ponto de extração de água para resfriamento da turbina a gás no ciclo se dá após o pós-resfriador, pois uma menor quantidade de ar seco introduzido no saturador de gás aumentará a proporção de água para ar na torre, elevando a quantidade de água evaporada.

Chacartegui e outros (2013) propuseram o modelamento de um sistema híbrido composto por um ciclo de ar úmido com turbina a gás e uma CCCF (Célula de Combustível de Carbonato Fundido) para análise do seu potencial de utilização. O ciclo foi modelado no *software EES*. A célula de combustível foi colocada como sistema principal e o ciclo de ar úmido com turbina a gás como sistema secundário, gerando energia a partir dos gases da CCCF. A água é separada dos gases das pilhas de células em um separador de umidade, seguindo para um misturador com outras correntes de água do ciclo, garantindo uma fonte confiável de água desmineralizada para o segundo sistema. Após uma análise minuciosa da influência de todos os componentes de cada ciclo para a melhora do sistema híbrido, foi constatado no estudo alguns aspectos a serem aperfeiçoados como a alta demanda de água necessária no ciclo de ar úmido. Uma melhoria proposta seria a o reaproveitamento da água a

partir dos gases de escape da CCCF, reduzindo o consumo de água. Depois de realizadas as melhorias, os resultados mostram que a eficiência combinada do sistema pode chegar a 62,89%.

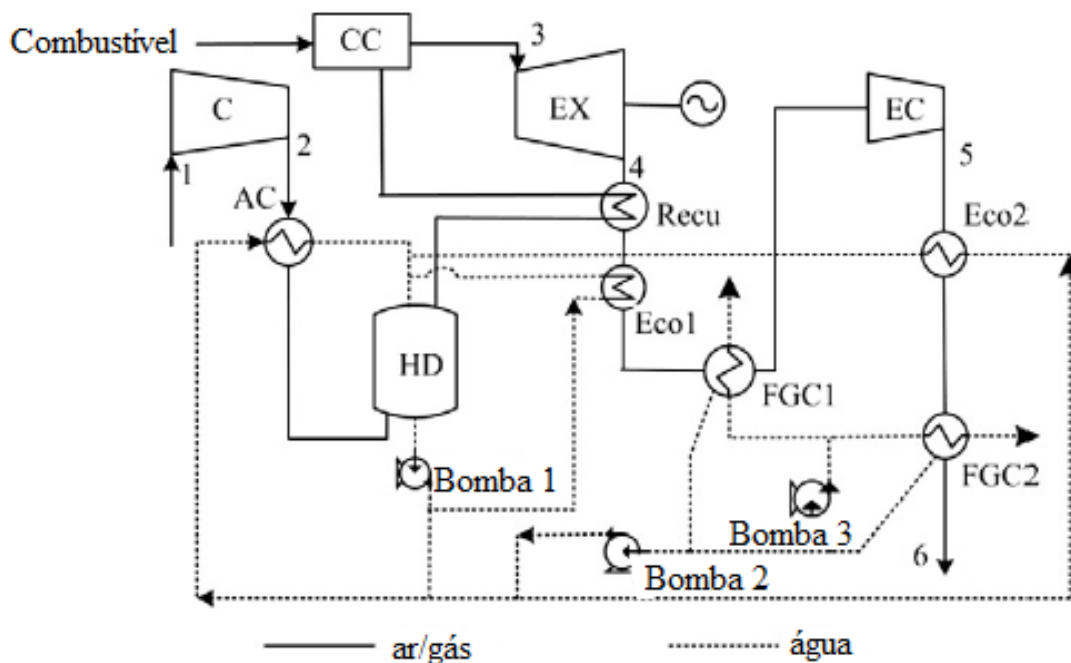
Lazzaretto e Segato (2002) realizaram um estudo comparativo entre um ciclo de ar úmido convencional e outro ciclo de ar úmido considerado completo, no qual foram introduzidos e melhorados os trocadores de calor (pós-resfriadores, pré-resfriadores e economizadores) com intuito de elevar a eficiência total da planta. A simulação foi executada no *software Aspen Plus*, e os cálculos realizados em *Fortran*. Foi constatado a priori que o fluxo térmico pode ser usado para aquecer parte da água recuperada a partir do saturador, fazendo que o pós-arrefecimento tenha um efeito positivo na eficiência total do sistema. Ademais, as temperaturas após os pré-resfriadores foram otimizadas para o menor trabalho de compressão dos compressores. A variação da razão de pressão total (r_p) não tem relevância significativa na eficiência total do ciclo no intervalo de pressões estudado (10 a 30), variando em seus extremos para r_p igual a 10 (54,24%) e 30 (54,11%), respectivamente. O valor máximo de eficiência (54,59%) foi obtido na razão de pressão de 20.

Ameri e Enadi (2012) criaram uma ferramenta de simulação no *software Matlab* com intuito de realizar uma análise exérgica de um ciclo de turbina a gás. Para experimentação e validação do programa foram utilizados como base para testes os dados coletados de um estudo de caso da usina de turbina a gás localizada na proximidade da cidade de *Yazd*, no Irã Central. Considerou-se a exergia total composta pela exergia física e pela exergia química. Foi destacado pelos autores que o setor com menor eficiência exérgica e onde ocorre a maior destruição de exergia era no processo envolvendo a câmara de combustão, e que a diminuição da razão de pressão no compressor influenciaria diretamente nesta elevação, uma vez que seria necessário introduzir mais combustível. Com isto, a variação da razão de pressão do ciclo de 10 para 14 gerou um aporte de destruição de exergia 15 MW no ponto máximo de operação e de menor destruição de exergia (temperatura da entrada da turbina igual a 1450°C). Ademais, os parâmetros de razão de pressão total do ciclo e temperatura da entrada da turbina tiveram um aspecto positivo na eficiência exérgica do ciclo.

Wan e outros (2010) modelaram e compararam um ciclo de ar úmido convencional com microturbina a gás (mHAT) e um sistema complexo composto de um ciclo de Brayton invertido com um ciclo de ar úmido (BAHAT) que é mostrado na Figura 3. O modelamento dos fundamentos de balanços de massa e energia foi implementado em *gPROMS*, enquanto o *software Gate CycleTM* foi utilizado para modelagem do ciclo de microturbina a gás padrão. A relação de pressão total ideal no ciclo BAHAT está na faixa de 9-10, porém a pressão de

trabalho no umidificador, na saída da turbina e nas seções quentes são apenas 0,4 MPa, aproximadamente a mesma do mHAT e inferior ao do ciclo de ar úmido convencional (cerca de 0,63 MPa). Nesta faixa de razão de pressão foi obtida uma eficiência máxima de 41,57% para mHAT e 44,39% para BAHAT. Foi realizada uma análise suplementar variando a temperatura da saída da turbina em 25°C, 30°C e 35°C, onde a sua diminuição resultou no aumento da eficiência uma vez que foi possível gerar mais energia na turbina. No ciclo BAHAT foram introduzidos dois condensadores de contato direto que foram responsáveis por recuperar mais de 95% da água adicionada, tornando o ciclo mais sustentável.

Figura 3 - Esquema do ciclo BAHAT



Fonte: Adaptado de WAN e outros, 2010.

Onde:

- C: Compressor;
- CC: Combustor;
- AC: Aftercooler;
- HD: Umidificador;
- EX: Turbina (expansor);
- Recu: Recuperador;
- Eco: Economizador;

- EC: Compressor de escape;
- FGC: Condensador de gases.

Wei e Zang (2013) analisaram o efeito da variação da razão de pressão em uma microturbina a gás operando com ciclo de ar úmido, com objetivo de observar o consumo específico de combustível e sua potência. Para isso, foi criado um sistema real em um laboratório em Shanghai, onde os dados foram coletados e comparados com uma rotina criada na plataforma *Simulink* do *software Matlab*. Foi observado pelos autores que o aumento da temperatura da entrada da turbina e da razão de umidade promoveram uma diminuição do consumo específico de combustível, que por sua vez resultou no aumento da eficiência térmica do ciclo. Foi definido como ponto ótimo a temperatura da entrada da microturbina de 665°C devido aos fatores metalúrgicos e pela baixa emissão de NO_x. Além disso, foi averiguado que uma pequena variação da razão de umidade mantendo a temperatura de entrada na microturbina em 665°C gerou um aporte de 9,5 kW na potência total, concluindo assim que a performance da turbina a gás pode ser elevada sem uma restrição de uma alta temperatura na entrada da turbina.

De Paepe e outros (2017) realizaram um estudo comparativo entre diferentes configurações de sistemas de injeção de água, entre eles o ciclo de ar úmido, operando com uma microturbina a gás (*Turbec T100*). Os ciclos foram modelados no *software Aspen Plus* e o ponto ótimo de solução foi determinado a partir do ponto de vista termodinâmico, variando a temperatura na entrada da turbina, controle de velocidade e controle da injeção de água. Para as simulações com velocidade constante, o ciclo de ar úmido obteve uma elevação de 3,82% na eficiência elétrica quando utilizado com pré-aquecedor e 3,75% sem o mesmo, enquanto quando a produção de energia foi fixada como constante o ciclo de ar úmido obteve um aporte de 3,61% na eficiência elétrica com pré-aquecedor e 3,55% sem o mesmo. Isso é explicado devido a maior recuperação de calor residual do ciclo obtendo uma maior potência elétrica (em velocidade constante) ou consumo de combustível reduzido (em potência constante). A temperatura de exaustão pra atmosfera no ciclo de ar úmido com pré-aquecedor variou entre 65,1-66,3% para velocidade e potência constante, respectivamente. Sem o pré-aquecedor a temperatura de exaustão para atmosfera variou entre 68,0-69,7% para velocidade e potência constante, respectivamente.

Montero Carrero e outros (2017) executaram um experimento em laboratório abordando uma microturbina a gás T100 para avaliar os benefícios da injeção de água com um ciclo de ar úmido de forma otimizada. Operando o ciclo com uma temperatura na saída da

turbina de 645°C e uma velocidade de rotação constante, houve um aumento de 30% na potência do ciclo com a injeção de água, uma vez que seria introduzido ar úmido no combustor contendo uma maior vazão mássica de produtos (ar e água). Um dos efeitos positivos da introdução de água no ciclo é o aumento da recuperação de calor que é resultado da diminuição da temperatura de entrada do recuperador. A temperatura elevada na entrada do combustor resulta em um maior teor de vapor e conseqüentemente em uma alta capacidade calor, porém é necessário um acréscimo do consumo de combustível em 11%. Ademais, o aumento na potência gerada supera o acréscimo de consumo de combustível, elevando a eficiência elétrica em 4,2 pontos percentuais.

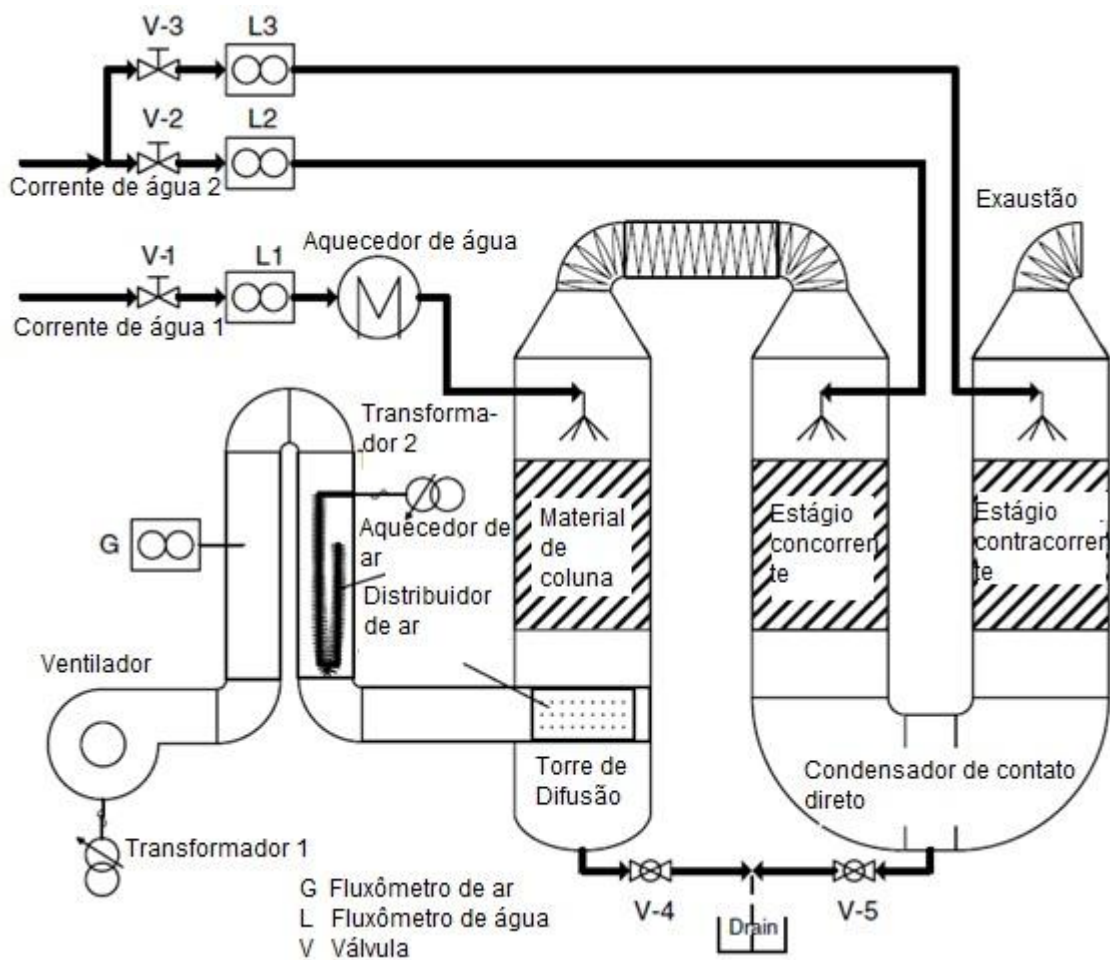
2.2 Condensador de contato direto

Mackowiak, Górak e Kenig (2009) modelaram um sistema de absorção por amônia, no qual foi introduzido um processo de retirada de CO₂ para uma melhor eficiência de recuperação, seguido de um condensador de contato direto para condensação do vapor d'água. O sistema foi elaborado com base em equações de balanço de calor, massa e difusividade para as fases líquida e de vapor, separadamente. Foram projetados dois modelos distintos para determinação dos coeficientes de difusão em um estudo comparativo, devido à sua relevância. O modelo 1 utiliza como base as equações de Maxwell-Stefan e é mais complexo, enquanto o modelo 2 é uma simplificação com base em difusividade efetiva, ambos programados no *software* comercial *Aspen Custom Modeler* ©. A partir da avaliação dos perfis nas colunas foi constatado que os efeitos de difusão podem ser negligenciados se o desvio entre os fluxos do modelo 1 e 2 forem menor que 20%. Foi observado que, para o condensador de contato direto operando com misturas ternárias, o método de difusividade efetiva forneceu uma precisão suficiente, enquanto para misturas quaternárias foi necessário o modelo de Maxwell-Stefan. Após a correção do termo convectivo em função das concentrações médias de filme os erros foram inferiores a 3%, assegurando precisão para modelos de projeto.

Li e outros (2006) realizaram uma pesquisa analisando um processo de dessalinização por difusão no qual foi utilizado um condensador de contato direto após o empacotamento com objetivo de condensar o vapor de água na mistura ar-vapor. Um modelo analítico com solução diferencial foi implementado com base nos conceitos de transferência de massa e calor, e para validação do projeto foi fabricado um condensador de contato direto com uma estrutura de torre gêmea em dois estágios, concorrente e contracorrente (Figura 4). Foi constatado que o aumento da razão de água para ar acarreta na diminuição na temperatura de

saída da água, temperatura de saída de ar e na umidade de saída para ambos os fluxos concorrente e contra corrente. Também foi observado pelos autores que o aumento da razão de água para ar eleva a efetividade de condensação, sendo que na etapa contra corrente há uma efetividade 15% maior do que na etapa concorrente. Uma análise cinematográfica de alta velocidade foi executada visando averiguar a variação dos mecanismos de transferência de massa nos empacotamentos. Desta forma foi concluído que o maior número de bloqueios no material resulta em uma diminuição da taxa local de transferência de calor e massa, devido a redução da área interfacial de contato ar-água e da diminuição de velocidade do ar na proximidade do material.

Figura 4 - Diagrama do processo de dessanilização por contato direto



Fonte: Adaptado de Li e outros, 2006.

Alnaimat, Klausner e Mei (2011) realizaram uma análise unidimensional em regime transiente das variáveis referentes a transferência de calor e massa em um sistema composto por condensador e evaporador. A modelagem foi realizada com base nas equações de

transferência de calor e massa e suas relações diretas, assim como o modelo de cálculo para umidade relativa apresentada por Li e outros (2006) e as correlações de Onda. Experimentos detalhados foram conduzidos para avaliar a viabilidade da análise, onde foram variadas as vazões mássicas de ar e de água, separadamente, no condensador e no evaporador. Após a análise, foi constatado que a variação entre os valores medidos e o modelo em relação a temperatura da água e do ar foram inferiores a 5% e 2% no evaporador, e inferiores a 4,4% e 8,9% no condensador, respectivamente. Com a variação das vazões mássicas, foi notado que o aumento do fluxo de massa do ar diminui a temperatura da saída do condensador, pois o mesmo acarreta no aumento da taxa de transferência de energia pelo ar. A umidade relativa avaliada obteve erros aproximados de 20%, valores estes que devem ser corrigidos por outras correlações futuras.

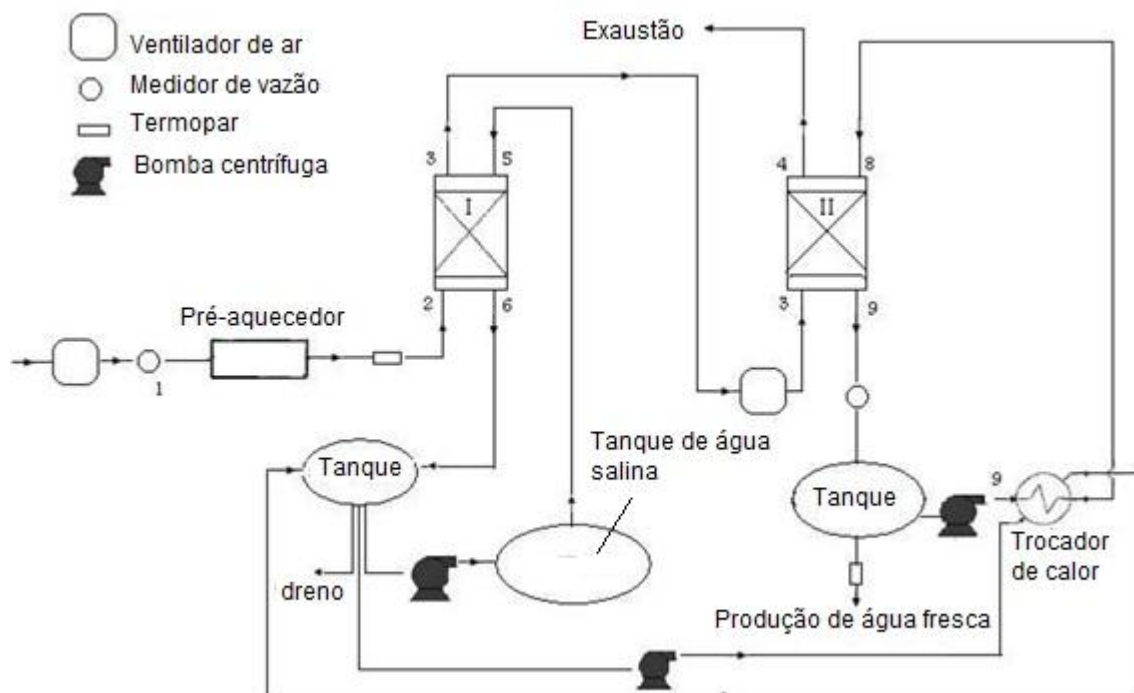
Baqir e outros (2016) realizaram um experimento avaliando o coeficiente médio de transferência de calor volumétrico em um evaporador de contato direto de spray em fases líquido-líquido-vapor. O equipamento foi alimentado com pentano em fase contínua e água morna por dispersão. Foi observado pelos autores que o aporte da vazão volumétrica da fase contínua ou de dispersão resultou na elevação do coeficiente de transferência de calor volumétrico médio. Na variação da fase contínua o aumento do diâmetro médio das gotas resultou em um decaimento brusco do coeficiente de transferência de calor volumétrico, devido a redução da área interfacial total de transferência de calor. Foi constatado também que a área de interface líquido-líquido diminui durante o avanço da evaporação e atinge seu valor mínimo quando as gotas se evaporam completamente, fazendo com que o coeficiente médio de transferência de calor volumétrico decresce. Outro parâmetro analisado foi o número de orifícios no aspersor, no qual apresenta comportamento inverso ao coeficiente médio de transferência de calor volumétrico. Por último, os autores concluíram que a altura mínima para que ocorra evaporação ascenda com um maior número de orifícios no aspersor.

Hayer, Bakhtiari e Mohammadi (2015) estudaram o processo de destilação em um condensador de contato direto do tipo membrana, a partir de um modelo matemático usando o método de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) no *software* comercial COMSOL. Foi realizada uma análise estatística de sensibilidade global de primeira ordem, com intuito de avaliar o efeito de um parâmetro de entrada na saída. Os indicadores avaliados foram o fluxo mássico que atravessa a membrana por unidade de área (fluxo transmembrânico) e a variação da temperatura da fronteira com a variação da temperatura da membrana (TPC). Foi observado pelos autores que a espessura da membrana tem uma influência positiva no fluxo transmembrânico e negativo no TPC devido ao fato da transferência de massa imposta pela

membrana ser a resistência dominante neste processo. Outro parâmetro de interesse foi a temperatura de alimentação, no qual seu aporte resulta no crescimento do fluxo transmembrânico, ocorrência justificada pelo aumento da pressão parcial interfacial. De outro lado, houve uma perda de calor na região de alimentação que resulta na diminuição do TPC.

Eslamimanesh e Hatamipour (2009) modelaram trocadores de calor de contato direto para processos de dessalinização por umidificação e desumidificação utilizando o ar como gás portador. O modelo apresentado na Figura 5 foi desenvolvido no *software Matlab* com base nas equações de balanço de massa e energia, assumindo a pressão de operação como 1 atm e umidade relativa na entrada de 70%. Foi concluído que o aumento da temperatura do ar na entrada a partir do pré-aquecedor resultou no crescimento da produção de água potável, uma vez que os coeficientes de transferência de calor e massa aumentaram. Da mesma forma, a elevação do fluxo de água salina teve um resultado positivo na produção de água potável devido ao incremento da taxa de evaporação. Também foi avaliado que alguns fatores aumentaram a força motriz na coluna de umidificação e desumidificação, como o acréscimo de fluxo de ar na entrada (ar quente e úmido) e a diminuição da temperatura da água de recirculação, respectivamente, resultando em uma maior produção de água potável.

Figura 5 - Diagrama do processo utilizado para desumidificação e umidificação



Fonte: Adaptado de Eslamimanesh e Hatamipour, 2009.

Christensen, Liu e Talbert (1994) realizaram um modelo computacional que simula

um experimento com um trocador de calor de contato direto para fornos a gás a partir de uma análise paramétrica. Neste trocador de calor, primeiramente o calor é trocado na câmara de bolhas de forma direta, e depois pelos tubos de forma indireta de forma contracorrente. É notado pelos autores que o aumento da temperatura do gás de combustão do forno a gás que é admitido na entrada do trocador de calor aumentará as temperaturas dentro do sistema, o fluxo mássico da água de circulação e a taxa de transferência de calor, proveniente da maior energia transferida ao fluido de trabalho. Porém a elevação destes fenômenos de transporte do fluido acarretará em uma maior temperatura na saída, fazendo com que a eficiência térmica global diminua.

Bontozoglou e Karabelas (1995) realizaram o estudo de um condensador de contato direto do tipo coluna de enchimento, com diferentes tipos de bandejas, onde foi introduzido água em sentido contracorrente à mistura vapor-CO₂, avaliando a condensação na presença de gases não condensáveis. Foi verificado que com o aumento da razão de vapor-água há menor decremento da temperatura ao longo da coluna. O coeficiente global de transferência de calor, que representa os fenômenos de transferência de massa e calor da fase líquida e gasosa, simultaneamente, decresce ao decorrer da coluna. Isso é explicado, primeiramente, devido ao processo de não condensação dos gases inertes do vapor, fazendo que haja um acúmulo de gás inerte na interface resultando a uma pressão parcial menor e conseqüentemente a um coeficiente de transferência de calor menor. Outro fator é a diminuição do número de Reynolds do gás ao longo da coluna, levando à uma redução quase proporcional do coeficiente de massa na fase gasosa. Ademais, foi observado que o decaimento da altura de transferência unitária ocasiona em uma elevação da efetividade do condensador, devido a sua influência direta nas temperaturas do sistema.

Mahood e outros (2015) estudaram um condensador de contato direto trifásico do tipo bolhas, utilizando o pentano em fase dispersa e a água como fase contínua. Foram realizadas medições ao longo da altura da coluna com intuito de avaliar a variação do coeficiente de transferência de calor volumétrica, sendo previsto também de forma analítica. Pentano na fase de vapor é aspergido em bolhas na parte inferior da coluna a uma temperatura e pressão quase constantes, enquanto a água é introduzida na parte superior do equipamento como é mostrado na Figura 6. Foi constatado que o coeficiente de transferência de calor volumétrico decresce na coluna devido à elevação da resistência à transferência de calor acumulada pela condensação gradual das bolhas no decorrer da coluna. O aumento da razão de fluxo mássico tem um efeito proporcionalmente linear no coeficiente de transferência de calor volumétrico, resultando no aporte de vazão mássica da fase contínua. Uma razão de fluxo mássico maior

estabelecidas como funções objetivo. Para convergir nestas funções, foram determinados como parâmetros de projeto a razão de pressão, eficiência isentrópica no compressor e da turbina a gás, temperatura de exaustão das câmaras de combustão, capacidade nominal do resfriador de absorção, vazão de massa do vapor passando pelo gerador do resfriador, eficácia do recuperador e área superficial. Foi observado primeiramente que a elevação dos parâmetros de temperatura da entrada da turbina, eficiências isentrópicas do compressor e da turbina a gás, razão de pressão do compressor resultaram no aumento da eficiência exergética do ciclo. O combustor obteve a maior taxa de destruição de exergia (aproximadamente 10 MW em todos os pontos) devido às altas temperaturas e a sua exergia química. As funções objetivo divergiram entre si, portanto foi escolhido como ponto ótimo de projeto a uma eficiência exergética de 47,12% e um custo de geração de 748,1\$/h.

Guarinello, Cerqueira e Nebra (2000) estudaram a aplicação de conceitos termoeconômicos em uma planta de cogeração com turbina a gás, atendendo a demanda térmica e elétrica do distrito industrial de Cabo (Pernambuco, Brasil). Foram considerados dois modelos hipotéticos para simulação, um simples que corresponde a operação básica do ciclo com a turbina operando em potência total e sem injeção de água, e um mais complexo denominado STIG (*Steam Injected Gas Turbine*) com máxima injeção de vapor. Na análise termodinâmica foi possível observar uma pequena diminuição da eficiência exergética e uma elevação significativa de irreversibilidades na câmara de combustão do ciclo STIG em relação ao ciclo simples. Foi observado pelos autores na análise termoeconômica que o ciclo STIG apresenta um menor custo monetário do que o ciclo simples por não necessitar de uma queima suplementar de geração de calor (23,26 \$/MWh contra 25,06 \$/MWh). Também foi averiguado que o ciclo STIG obteve um menor o custo de eletricidade quando o sistema apresenta como foco a geração de energia, considerando que o preço do vapor é o mesmo em ambas as análises.

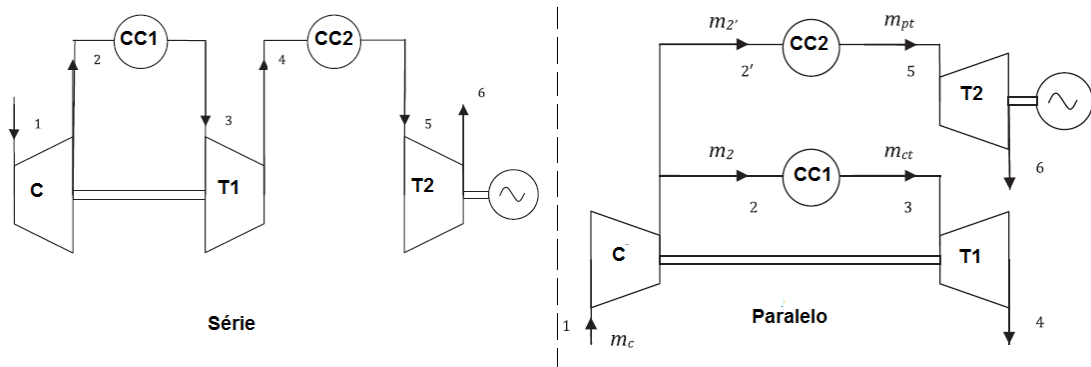
Traverso e Massardo (2002) realizaram um estudo comparativo entre diferentes configurações de ciclos de turbina a gás com injeção de água, com objetivo de uma análise termodinâmica e termoeconômica modelados no *software TEMP*. Dentre os ciclos estudados, destacam-se o ciclo de ar úmido (*Humified Air Turbine - HAT*) e a turbina de injeção de ar úmido/água (*Humid Air Water Injection Turbine - HAWIT*). Os autores concluíram a partir da análise termodinâmica que o ciclo HAT obteve uma eficiência mais elevada (aproximadamente 52%) dentre as faixas estudadas de razão de pressão do ciclo entre 10 e 30 e temperatura da entrada da turbina em 1200 e 1400°C. Também foi averiguado que em ambos pontos extremos de análise a razão água/ar sempre esteve menor que 25%, mostrando

que este parâmetro para otimização não recebe variação significativa com a razão de pressão do ciclo e da temperatura da entrada da turbina. No ponto de vista termoeconômico, o ciclo HAWIT obteve os menores valores de custo de energia na razão de pressão do ciclo entre 15 e 20 (menor que 4,40 \$/kWh para 1200 °C e menor que 4,20 \$/kWh para 1400 °C), e obteve o IRR (*Internal Rate of Return*) maior que 18% e menor que 22% respectivamente.

Valdés, Durán e Rovira (2003) programaram um modelo termoeconômico de um ciclo combinado com turbina a gás e a vapor, primeiramente para uma linha de pressão e posteriormente para mais linhas de pressão, possibilitando a implantação de uma caldeira de recuperação de calor (*Heat Recovery Steam Generator – HRSG*). A partir da ferramenta *Visual Basic* do software *Excel*, foi criado o programa com base nos balanços de massa e energia do sistema e conceitos termoeconômicos, fundamentados no desenvolvimento de algoritmos genéticos. Os parâmetros da HRSG foram modelados para otimização, enquanto foram estabelecidas como funções objetivo a minimização do custo de produção por unidade de produção e a maximização do fluxo de caixa anual. A otimização não divergiu do ponto de projeto (*design point*) encontrado, no qual para o sistema de pressão única foi a pressão atingiu aproximadamente 37 bar para as duas funções objetivo, e uma eficiência térmica do ciclo de 50,58%. Foi realizada uma análise de sensibilidade dos parâmetros de influência nas funções objetivo, onde a pressão foi o parâmetro de maior relevância no decaimento do fluxo de caixa e na elevação do custo de produção.

Najjar e Al-Absi (2013) propuseram o estudo de configurações distintas de turbinas a gás, com objetivo de combinar as análises de energia e exergia em junção com a análise termoeconômica e avaliação de custo específico (por kW) para cada configuração. Os autores visaram analisar a relação de pressão ideal e a temperatura da entrada da turbina correspondentes ao custo mínimo para os parâmetros de desempenho (trabalho, consumo específico de combustível e eficiência). Como pode ser visto na Figura 8, na configuração paralela o ar é comprimido e dividido entre as duas câmaras de combustão, onde posteriormente são expandidos nas suas respectivas turbinas. Na configuração em série, os gases expandidos na primeira turbina são reaquecidos e expandidos novamente na segunda turbina. Foi concluído à priori que o custo total da configuração em série é maior que em paralelo (em 7%), porém o custo específico (\$/kWano) em paralelo é maior do que em série (em 4%). Para a configuração em série, o ponto ótimo encontra-se à uma razão de pressão de 11,43 e uma temperatura na entrada da turbina de 1558 K. Para a configuração paralela, sacrificar o custo entre \$1020 a \$1080 resultaria em um aumento de eficiência de 22,8% para 22,9% ao reduzir a temperatura da entrada da turbina de 1550 K para 1340 K.

Figura 8 - Configurações da turbina a gás em série e paralelo



Fonte: Najjar e Al-Absi, 2013.

Karaali e Öztürk (2015) implementaram um novo modelo de otimização termoeconômica, chamada método de busca direta simples não-linear, em diferentes configurações de ciclos de cogeração de energia com turbinas a gás. Foram modelados quatro ciclos diferentes na linguagem de programação *FORTRAN*: ciclo simples; ciclo com resfriamento de ar antes do compressor; ciclo com pré-aquecimento de ar antes do combustor; ciclo com pré-aquecimento da mistura ar-combustível antes do combustor. Foram comparados dois métodos de análises, sendo o método A de custos baseado no tamanho dos componentes do ciclo e o método B com base nas equações de custo individual dos equipamentos. Para análise em potência constante de 30 MW o método B obteve os menores valores de custo de geração, sendo o do ciclo simples (0,0440 \$/kWh) inferior aos demais ciclos estudados. Em caso de potência e vazão mássica de vapor variáveis o ciclo simples atingiu o valor de 0,0432 \$/kWh sendo o menor entre as configurações usando o método de cálculo de custos B. Por último, com objetivo de produção de eletricidade, potência e vazão mássica constantes o ciclo com mistura ar-combustível pré-aquecida obteve o menor custo (0,0901 \$/kWh) utilizando o modelo B.

Khaljani, Saray e Bahlouli (2015) conduziram um estudo termoeconômico de uma central de cogeração com ciclo combinado, em que o sistema consiste de um ciclo de turbina a gás e um ciclo Rankine orgânico unidos por uma caldeira de recuperação de calor de pressão única. Para modelagem foi utilizado o método NSGA-II (*Non-dominated Sorting Genetic Algorithm – II*) de algoritmo genético estabelecendo como funções objetivo a eficiência exergetica e a taxa de custo total do sistema. A razão de pressão do compressor, as eficiências isentrópicas do compressor e da turbina a gás, a temperatura do pré-aquecedor de ar, a temperatura da entrada da turbina, as temperaturas da caldeira de recuperação de calor são variáveis de decisão para a otimização do ciclo. Os autores concluíram que a inserção do

ciclo Rankine orgânico gerou um aporte de 580,3 kW na potência do ciclo. Ademais, a otimização multi-objetivo elevou a eficiência exergética do ciclo de 51,4% para 56,15%, reduziu a taxa de custo total de 5460 \$/h para 4751 \$/h e a taxa de custo ambiental de 7,889 \$/h para 3,52 \$/h. Os autores ressaltam a importância da temperatura da entrada da turbina a gás na relação de eficiência exergética e taxa de custo total, sendo desejável altos valores.

Sahu (2018) estudou comparativamente um ciclo básico de turbina a gás e um ciclo de turbina a gás com inter-resfriamento, em uma abordagem termoeconômica. Entre a abrangência de metodologias termoeconômicas, foi utilizado o método dos custos médios em seu estudo. Um código foi criado no *software Matlab 2012b* para determinar os parâmetros termoeconômicos de interesse (trabalho específico, eficiência energética, eficiência exergética, taxa de custo total e custo da eletricidade). Foi constatado que a taxa de custo total para o ciclo básico foi de 20,52 \$/h e para o ciclo com inter-resfriamento foi de 22,11 \$/h nas mesmas condições de operação. O aumento na taxa de custo total para o sistema com inter-resfriamento é devido ao maior consumo de combustível para alcançar a temperatura na entrada da turbina requerida. De contra partida, o ciclo com inter-resfriamento obteve um menor custo de investimento (3,89 \$/h) do que o ciclo básico (8,16 \$/h) por realizar compressão em dois estágios, resultando em componentes menores. O ciclo com inter-resfriamento gerou um trabalho específico cerca de 40% maior que do ciclo simples, e atingiu uma redução de 28% nos custos de eletricidade.

Barberis e Traverso (2015) estudaram novos ciclos mistos com base em um ciclo de turbina a gás. A tecnologia destacada pelos autores foi a de um ciclo de turbina a gás acoplado à um coletor solar de energia concentrada, no qual foi decidido introduzir o vapor solar diretamente na câmara de combustão como em um ciclo tradicional STIG, comparando os resultados com o de um ciclo STIG tradicional em uma abordagem termoeconômica. Para isso, foi utilizado o *software* de análise modular e otimização chamado WTEMP (*Web-based Thermoeconomic Modular Program*) desenvolvido Grupo de Energia Termoquímica da Universidade de Genoa. Com foco na aplicação deste sistema em áreas mais desertas, no ciclo foi implementado um condensador de contato direto a fim de recuperar frações molares de água na combustão do gás natural, reduzindo o consumo de água. Os autores concluíram que o ciclo misto STIG com energia solar concentrada (ponto ótimo à razão de pressão de 20) se mostrou mais vantajoso do que o STIG tradicional (ponto ótimo à razão de pressão de 16) com um menor custo nivelado de eletricidade (13,98 c\$/kWh contra 14,17 c\$/kWh), e uma menor reintegração de água (0,16% contra 1,93% do total). Ademais, o custo com águas do ciclo misto representa 10% do custo com águas do ciclo STIG convencional.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesta seção é apresentada a fundamentação teórica necessária para o entendimento do trabalho. São apresentados conceitos relativos às plantas com turbinas a gás e com ciclos de ar úmido, tendo como base o equacionamento energético e exergético do ciclo, abordando as equações Fundamentais da Termodinâmica. Conceitos da Transferência de Calor e Massa e Termoeconomia também são apresentados.

3.1 Funcionamento do ciclo de ar úmido

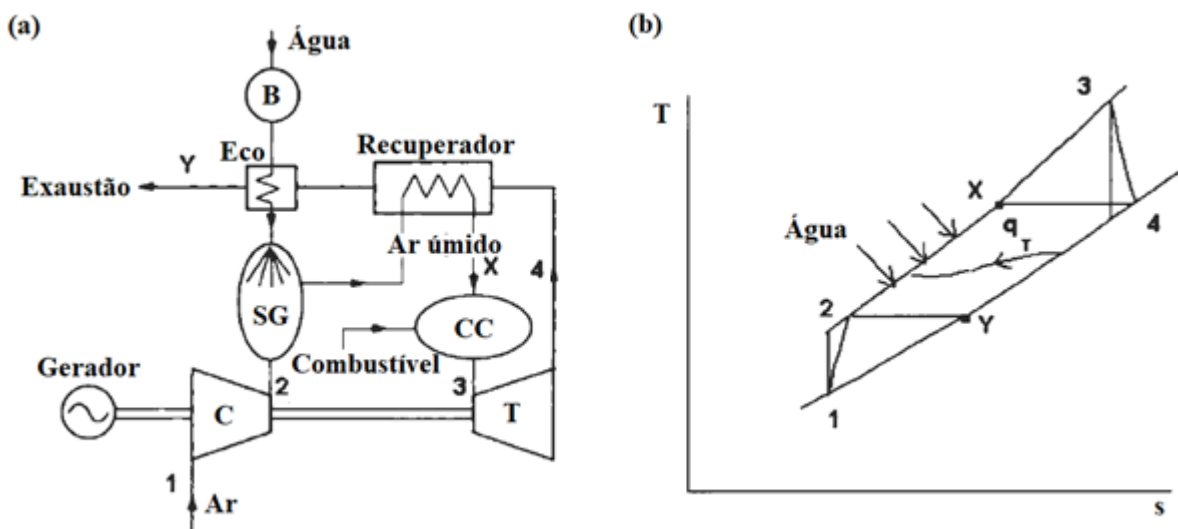
Rao (2014) descreve o ciclo de ar úmido com turbina a gás como um sistema de geração de energia com alta eficiência térmica, baixo custo de investimento específico, alta potência e baixo índice de emissões. O ciclo de ar úmido pode ser utilizado para aplicações de geração de energia tanto em larga escala quanto em pequena escala, sendo que na segunda opção ele tem mais vantagens em relação aos ciclos combinados à medida que eles se tornam menos eficientes. Horlock e Bathie (2004) ressaltaram que o ciclo de ar úmido oferece uma redução significativa na perda de exergia no processo de evaporação em comparação a outros ciclos de injeção de água, proporcionando assim uma vantagem adicional em termos de eficiência de segunda lei.

O ciclo de ar úmido simples apresentado por Horlock e Bathie (2004) é mostrado na Figura 9a, onde o funcionamento é dado como: (i) ar é admitido a temperatura ambiente no compressor (C), sendo comprimido; (ii) segue para o saturador de gás (SG) onde se adiciona uma corrente de água pressurizada vinda da bomba (B), aumentando o fluxo mássico; (iii) o ar úmido entra no recuperador e recebe energia na forma de calor do fluxo dos gases de escape a alta temperatura proveniente da saída da turbina (T), pré-aquecendo o gás úmido; (iv) a mistura é admitida na câmara de combustão (CC) sendo misturada ao combustível (normalmente gás natural) e queimada subsequentemente; (v) em seguida os gases com alta pressão e temperatura são expandidos na turbina, onde há a geração de potência mecânica que acionará o gerador e o compressor; (vi) os gases de exaustão da turbina passam pelo regenerador cedendo parte da sua energia térmica e em seguida por um trocador de calor economizador (Eco), que tem como objetivo aquecer a água pressurizada a ser introduzida no saturador de gás; (vii) por fim, os gases são exauridos na atmosfera, com alto conteúdo energético, exergético, e umidade.

A Figura 9b demonstra os processos no diagrama temperatura-entropia, onde no

processo 1-2 ocorre compressão do ar adiabaticamente, gerando um aumento de temperatura e entalpia, conseqüentemente; no estado 2 ocorre a introdução de água no ciclo, onde as correntes se misturam porém não há alteração significativa da temperatura de saída; no processo 2-3 ocorre a transferência de calor a pressão constante devido à regeneração (processo 2-x) e à queima de combustível na câmara de combustão (processo x-3), elevando assim a temperatura e entalpia; no processo 3-4 ocorre a expansão dos gases de exaustão com alto índice energético de forma adiabática, até atingir a pressão atmosférica.

Figura 9 - Ciclo de ar úmido simples (a) e sua representação no diagrama T-s (b)

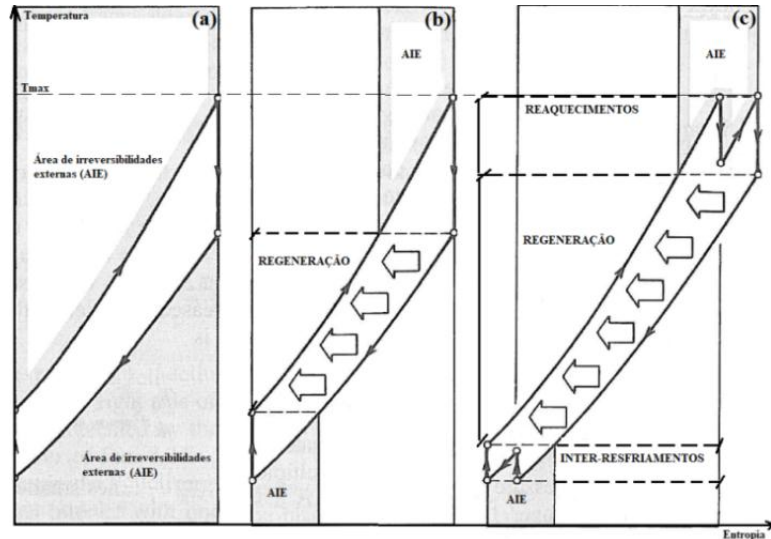


Fonte: Adaptado de Horlock e Bathie, 2004.

O ciclo de ar úmido se mostra mais vantajoso do que outros ciclos de geração de energia com turbina a gás devido à diminuição das irreversibilidades inerentes ao sistema. Para isso, conta com equipamentos e configurações que proporcionam a melhora dos diferentes tipos de troca de energia. Bejan (2006) ressalta que os métodos de melhoria de performance dos ciclos de turbina a gás consistem em eliminar as irreversibilidades externas principalmente nos processos de troca de calor. Os gráficos de temperatura-entropia da Figura 10 apresentam uma comparação entre os ciclos Brayton: simples (a), que apresenta uma área de irreversibilidades externas (AIE) expressiva; utilizando um recuperador (b), com uma área menor de irreversibilidades devido ao reaproveitamento de calor entre saída da turbina e o fluxo que será introduzido na câmara; com recuperador, reaquecedores e pré-resfriadores em múltiplos estágios (c), onde os trocadores de calor diminuem as temperaturas antes das

compressões e elevam as temperaturas antes das expansões, reduzindo a área de irreversibilidades externas.

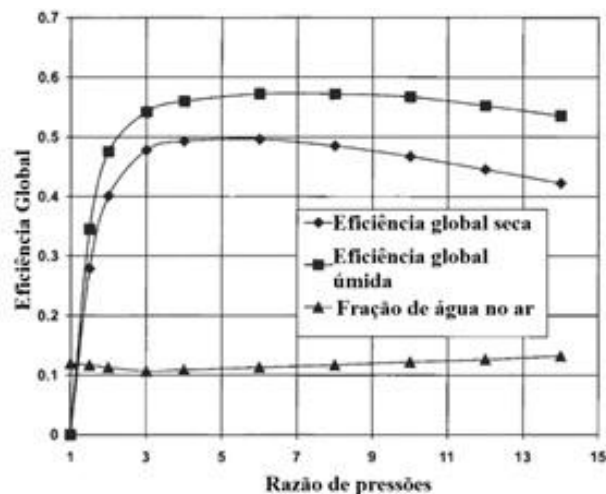
Figura 10 - Melhorias do ciclo Brayton



Fonte: Adaptado de Bejan, 2006.

Além desses equipamentos, o ciclo de ar úmido recebe a introdução de água no ciclo através do componente saturador de gás antes da câmara de combustão. Segundo Araki e outros (2005) saturador de gás é um equipamento que objetiva o aumento de fluxo de massa do sistema onde o ar em alta pressão e baixa temperatura troca energia na forma de calor e massa com a água de reposição relativamente aquecida, levando à saturação do gás. O efeito da introdução de água no ciclo através do saturador de gás pode ser visto através da Figura 11,

Figura 11 - Eficiências globais úmida e seca



Fonte: Adaptado de Horlock e Bathie, 2004.

representando um aumento na eficiência global do ciclo, no qual a eficiência global úmida é superior a seca, com uma porcentagem de 10% de água na totalidade do gás.

3.2 Análise Termodinâmica

Os equipamentos que compõem os ciclos termodinâmicos normalmente são abordados como volumes de controle, que é um volume arbitrário no espaço onde há um escoamento de fluido, onde é possível a interação de energia entre o volume e a vizinhança. Encontra-se entre entradas e saídas de fluxo com propriedades termodinâmicas definidas, denominados estados termodinâmicos. Neste trabalho as variáveis com subscrito “e” são denominadas para os estados de entrada, enquanto o subscrito “s” é definido para estados de saída. A equação que avalia a continuidade de um fluxo através de um volume de controle entre dois ou mais estados termodinâmicos é chamada de balanço de massa, determinado pela equação (1):

$$\frac{dM}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (1)$$

Onde:

$\frac{dM}{dt}$ é a taxa de variação da massa, em kg/s;

$\sum \dot{m}$ é o somatório das vazões mássicas no volume de controle, em kg/s;

Bejan (2006) cita que a primeira lei da termodinâmica foi formulada para volumes de controle por Gustav Zeuner como parte da análise de sistemas de fluxo que operam em regime permanente. Esta formulação também denominada como lei da conservação de energia é descrita pela equação (2):

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \cdot \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e - \sum \dot{m}_s \cdot \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s \quad (2)$$

Na qual:

$\frac{dE}{dt}$ é a taxa de variação da energia pelo, em kW;

\dot{Q} é a taxa de energia transferida na forma de calor no volume de controle, em kW;

\dot{W} é a taxa de energia transferida na forma de trabalho no volume de controle, em kW;

h é a entalpia específica do estado no volume de controle, em kJ/kg;

$\frac{v^2}{2}$ é a energia cinética específica do estado no volume de controle, em kJ/kg;
 gz é a energia potencial específica do estado no volume de controle, em kJ/kg.

As equações anteriores são aplicadas às componentes dos ciclos de potência como é estudado neste trabalho, visando a determinação dos indicadores de desempenho do ciclo conforme mostrado a seguir. A potência líquida do ciclo (\dot{W}_c) é avaliada a partir dos balanços de energia nas turbinas, compressores e bombas, representando a energia produzida, descontando as demandas de eletricidade nas componentes de elevação de pressão, dada pela equação (3):

$$\dot{W}_c = \dot{W}_t - \dot{W}_{CAP} - \dot{W}_{CBP} - \dot{W}_{CAR} - \dot{W}_b \quad (3)$$

Em que:

\dot{W}_t é a potência gerada na turbina, em kW;

\dot{W}_{CAP} é a potência requerida no compressor de alta pressão, em kW;

\dot{W}_{CBP} é a potência requerida no compressor de baixa pressão, em kW;

\dot{W}_{CAR} é a potência requerida no resfriador de ar, em kW;

\dot{W}_b é a potência requerida na bomba, em kW.

De forma análoga, um balanço de energia na câmara de combustão descreve a quantidade de calor adicionado ao ciclo, levando em consideração a mistura de fluxos de ar e combustível precedidos da queima. Porém, outra forma de avaliar o calor adicionado no ciclo é de acordo com o Poder Calorífico Inferior (PCI) do combustível utilizado. Esta abordagem é descrita na equação (4):

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_g \cdot (1 + f) \cdot h_g - \dot{m}_a \cdot h_a - \dot{m}_{comb} \cdot f \cdot h_{comb} \cong \dot{m}_{comb} \cdot PCI \quad (4)$$

No qual:

\dot{Q}_{comb} é a taxa de transferência de calor adicionado ao ciclo, em kW;

\dot{m}_g , \dot{m}_a e h_{comb} são as entalpias específicas do gás, ar e combustível, em kJ/kg;

h_g , h_a e \dot{m}_{comb} são as vazões mássicas do gás, ar e combustível, em kg/s;

f é a razão combustível para ar, em kg de combustível/s por kg de ar/s;

PCI é o Poder Calorífico Inferior do combustível, em kJ/kg.

Desta forma, é possível determinar a eficiência térmica do ciclo, parâmetro que avalia o potencial do ciclo em converter a energia disponível da fonte de calor em trabalho útil, descrito pela equação (5) a partir da razão entre as equações (3) e (4):

$$\eta = \frac{\dot{W}_c}{\dot{Q}_{comb}} \cdot 100\% \quad (5)$$

Em que:

η é a eficiência térmica do ciclo conforme a primeira lei da termodinâmica, em %.

Os processos de conversão de energia não ocorrem de maneira a qual toda energia transferida na forma de calor se transforme em trabalho. Clausius em 1865 propôs que no momento de transformação de energia haverá sempre irreversibilidades inerentes ao sistema, fazendo com que parte da energia fornecida seja transformada em uma parcela não útil (Bejan, 2006). A segunda lei da termodinâmica descreve que neste momento será gerada entropia, a qual não poderá realizar trabalho útil. A formulação da segunda lei da termodinâmica para volumes de controle é dada pela equação (6):

$$\dot{S}_{ger} = \frac{dS}{dt} - \sum \frac{\dot{Q}_e}{T_e} + \sum \dot{m}_s \cdot s_s - \sum \dot{m}_e \cdot s_e \geq 0 \quad (6)$$

No qual:

\dot{S}_{ger} é a taxa de geração de entropia, em kW/K;

$\frac{dS}{dt}$ é a taxa de acúmulo de entropia dentro do volume de controle, em kW/K;

$\sum \frac{\dot{Q}_e}{T_e}$ é a taxa de transferência de entropia na forma de calor, em kW/K;

s é a entropia específica do estado no volume de controle, em kJ/kg.K.

Conforme ocorrem as irreversibilidades nos processos de transformação de energia, há uma perda de eficiência dos equipamentos em relação ao que seria ideal. A eficiência isentrópica quantifica a eficiência real do equipamento sendo descrita pelas equações (7) e (8) para turbinas, compressores e bombas, respectivamente:

$$\eta_{isot} = \frac{h_e - h_s}{h_e - h_{siso}} \cdot 100 \quad (7)$$

$$\eta_{isoc} = \eta_{isob} = \frac{h_{siso} - h_e}{h_s - h_e} \cdot 100 \quad (8)$$

No qual:

η_{isot} , η_{isoc} e η_{isob} são as eficiências isentrópicas para turbinas, compressores e bombas, respectivamente, em %;

h_{siso} é a entalpia específica na saída do processo isentrópico, em kJ/kg.

Incropera e DeWitt (2011) descrevem uma equação de conservação de energia descrita anteriormente para trocadores de calor convencionais, no qual a taxa de transferência de calor ou qualquer um de seus constituintes pode ser obtido pela equação (9):

$$\dot{Q} = A_{sup} \cdot U \cdot \Delta T_{lm} \quad (9)$$

Em que:

A_{sup} é a área superficial de transferência de calor, em m²;

U é o coeficiente global de transferência de calor, em kW/m².K;

ΔT_{lm} é a média logarítmica das diferenças de temperatura entre os diferentes fluidos na entrada e na saída do trocador de calor, em K.

Entre os tipos de configurações de trocadores de calor foi escolhida para este trabalho a aplicação de trocadores de calor do tipo contra corrente. Estes equipamentos têm um melhor aproveitamento de energia do fluido de trabalho, uma vez que proporciona a transferência de calor entre as parcelas do fluido em uma extremidade continuamente entre as parcelas mais frias na outra extremidade. Para que seja possível o cálculo do (ΔT_{lm}) da equação (9), foi adotado o método de Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (MLDT), onde o cálculo (ΔT_{lm}) realiza-se pela equação (10). Os subscritos “que” e “fri” representam as correntes quentes e frias, respectivamente:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{que,e} - T_{fri,s}) - (T_{que,s} - T_{fri,e})}{\ln \left[\frac{(T_{que,e} - T_{fri,s})}{(T_{que,s} - T_{fri,e})} \right]} \quad (10)$$

As diferenças de temperaturas entre o fluido quente e frio são denominados como temperatura de *pinch*. Esta denominação refere-se ao o valor máximo quando analisado da

entrada do fluido quente para a saída do fluido frio, ou o valor mínimo para a saída do fluido quente para a entrada do fluido frio.

Moran e outros (2011) definem exergia como uma propriedade intensiva que expressa o máximo trabalho teórico possível de ser extraído de um sistema global, porém entre um sistema e o ambiente, no qual as interações entre os mesmos levam ao equilíbrio termodinâmico com o ambiente, atingindo o estado morto restrito. Isso implica que no estado morto não há potencial para se desenvolver trabalho de caráter termodinâmico, e será denominado nos estados pelo sobrescrito “*”. Outra definição é a de estado morto absoluto, quando a composição química ou concentração dos componentes entram em equilíbrio químico com o estado morto, não havendo potencial termodinâmico e químico para se realizar trabalho, descrito nos estados pelo subscrito “0”.

O máximo trabalho teórico pela definição de exergia é dado pelo balanço exergetico geral para um volume de controle com “*j*” entradas de fluxo, “*k*” saídas de fluxo e “*l*” superfícies de troca de calor com “*l*” reservatórios térmicos, definido na equação (11):

$$\dot{E} = -\frac{d\mathcal{E}}{dt} + \sum_{l=1}^p (\dot{E}_Q)_l + \sum_{j=1}^q (\dot{N} \cdot \bar{e}_{tot})_e - \sum_{k=1}^r (\dot{N} \cdot \bar{e}_{tot})_s - T_0 \cdot \dot{S}_{ger} \quad (11)$$

No qual:

\dot{E} é o máximo trabalho teórico pela definição de exergia, em kW;

$\frac{d\mathcal{E}}{dt}$ é a variação de exergia de não-fluxo no interior para sistema fechado, em kW;

$\sum_{l=1}^p (\dot{E}_Q)_l$ é a exergia transferida por transferência de calor em um volume de controle, em kW;

$\sum_{j=1}^q (\dot{N} \cdot \bar{e}_{tot})_e$ é a exergia termomecânica e química dos fluidos que entram no volume de controle, em kW;

$\sum_{k=1}^r (\dot{N} \cdot \bar{e}_{tot})_s$ é a exergia termomecânica e química dos fluidos que saem do volume de controle, em kW;

$T_0 \cdot \dot{S}_{ger}$ são as irreversibilidades internas, em kW.

Os termos exergeticos dos fluidos do balanço da equação (11) são dados em unidades molares. Uma forma de representar a quantidade de cada componente química na mistura é dada pela fração molar, descrita pela equação (12):

$$x_i = \frac{N_i}{N} \quad (12)$$

Em que:

x_i é a fração molar do componente “i”, adimensional;

N_i é a quantidade de matéria do componente “i” no estado, em kmol;

N é a quantidade de matéria total, em kmol.

Uma vez fixado o ambiente de referência, a exergia termomecânica do balanço exergético será calculada em função das propriedades do sistema entre dois estados. A exergia será calculada em referência ao o estado morto, no qual a exergia específica de fluxo relacionada ao desequilíbrio termomecânico é descrita pela equação (13):

$$\bar{e}_f = \bar{h} - \bar{h}^* - T_0 \cdot (s - \bar{s}^*) \quad (13)$$

No qual:

\bar{e}_f é a exergia específica de fluxo molar termomecânica, em kJ/kmol;

A entalpia e entropia específicas do estado morto, para um fluxo de “i” espécies restritas devem ser calculadas segundo as equações (14) e (15):

$$\bar{h}^* = \sum_{i=1}^n \bar{h}_i^* \cdot x_i \quad (14)$$

$$\bar{s}^* = \sum_{i=1}^n \bar{s}_i^* \cdot x_i - \bar{R} \cdot T_0 \cdot \sum_{i=1}^n \ln(x_i) \quad (15)$$

Onde:

\bar{R} é a constante universal dos gases, em kJ/kmol.K.

Exergia química, assim como a exergia física é uma grandeza física que quantifica a capacidade de produção de trabalho do sistema e da mesma forma, não é conservada no processo, sendo destruída por meio de irreversibilidades. A equação da exergia química específica é descrita pela equação (16):

$$\bar{e}_q = \sum_{i=1}^n (\mu_i^* - \mu_{0,i}) \cdot x_i \quad (16)$$

No qual:

μ_i^* é o potencial químico das espécies “i” no estado morto restrito, em kJ/kmol;

$\mu_{0,i}$ é o potencial químico das espécies “i” no estado morto absoluto, em kJ/kmol;

A exergia total específica molar (\bar{e}_{tot}) considera as parcelas físicas e químicas do sistema, pela soma das equações (13) e (16), dada pela equação (17):

$$\bar{e}_{tot} = \bar{e}_f + \bar{e}_q \quad (17)$$

A exergia química do gás natural ou de uma mistura de gases pode ser calculada levando em consideração a energia livre de Gibbs de cada componente no estado de referência, e a parcela relativa a compressibilidade dos elementos no gás, dada pela equação (18):

$$\bar{e}_{qcomb} = \sum_{i=1}^n \bar{e}_q \cdot x_i + \bar{R} \cdot T_0 \cdot \sum_{i=1}^n x_i \cdot \ln(x_i) \quad (18)$$

Em que:

\bar{e}_{qcomb} é a exergia química da mistura do combustível, em kJ/kmol;

Em misturas de gases, é necessário calcular a massa molecular de mistura que representa a compressibilidade de cada componente químico em relação à mistura. Desta forma, as equações (19) e (20) definem a exergia total específica e a exergia química específica do combustível em relação à massa molecular de mistura de gases.

$$e_{tot} = \frac{\bar{e}_{tot}}{\sum(x_i \cdot M_i)} \quad (19)$$

$$e_{qcomb} = \frac{\bar{e}_{qcomb}}{\sum(x_i \cdot M_i)} \quad (20)$$

No qual:

e_{tot} é a exergia total específica do combustível, em kJ/kg;

e_{qcomb} é a exergia química específica do combustível, em kJ/kg.

Levando em consideração a análise termodinâmica do ciclo de ar úmido, a eficiência exergética (η_{exc}) do ciclo é avaliada em relação à eletricidade gerada do ciclo, e da quantidade de exergia gasta para gerar a mesma. Esta pode ser definida pela equação (21), e na equação (22) é descrito o consumo exergético unitário do ciclo (ku_c), que coincide com o custo exergético unitário do ciclo. Tais equações avaliam apenas como produto a potência líquida produzida no ciclo e, a partir das equações apresentadas nas seções 3.4 e 4.3 será possível a avaliação do produto da água recuperada do ciclo.

$$\eta_{exc} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{m}_{comb} \cdot e_{qcomb}} \cdot 100\% \quad (21)$$

$$ku_c = \frac{100}{\eta_{exc}} \quad (22)$$

No qual:

η_{exc} é a eficiência exergética do ciclo conforme a segunda lei da termodinâmica, em %.

ku_c é o consumo exergético unitário do ciclo, em kW/kW.

3.3 Transporte de calor e massa

Segundo Incropera e Dewitt (2011) os trocadores de calor evaporativos permitem o contato direto entre um líquido e um gás sem paredes de separação, sendo amplamente utilizados em aplicações industriais. Estes trocadores são denominados também de trocadores de calor de contato direto, e se destacam pelas elevadas taxas de transferência de calor por unidade de volume, em função dos efeitos da energia latente. Neste tipo de trocador de calor ocorre uma diferença de concentração entre os diferentes fluidos em contato na mistura, fazendo com que ocorra uma transferência simultânea de calor e massa.

As análises envolvendo trocadores de calor de mistura requerem o conhecimento do coeficiente convectivo de transferência de calor e massa para fluidos que escoam dentro do equipamento. A transferência de massa ocorre quando há migração de matéria de uma

substância para outra, dadas por uma diferença de concentração entre as moléculas de cada espécie. Esta transferência de massa pode ocorrer de duas formas: microscopicamente, através da difusão das moléculas e macroscopicamente, através do mecanismo de convecção. A lei de Fick que representa a transferência de massa de forma difusiva e convectiva é dada pela equação (23):

$$n_A = -D_{AB} \cdot \nabla \rho_A + x_A \cdot (n_A + n_B) \quad (23)$$

Onde:

n_A é o fluxo mássico total do componente A, em kg/m²s;

n_B é o fluxo mássico total do componente B, em kg/m²s;

D_{AB} é o coeficiente difusivo de uma substância A em um meio B, em m²/s;

$\nabla \rho_A$ é o gradiente de densidade de uma substância A, em kg/m³;

x_A é a fração mássica da substância A na mistura, adimensional.

O fluxo mássico de um componente em situações de transferência de massa em que o fluido escoe por uma superfície de um sólido em dissolução pode ser descrito pela equação (24):

$$n_A = \tau \cdot (\rho_{AS} - \rho_A) \quad (24)$$

No qual:

τ é o coeficiente convectivo de transferência de massa, em m/s;

ρ_{AS} é a densidade de equilíbrio do componente A, em kg/m³;

ρ_A é a densidade do componente A, em kg/m³.

Alguns parâmetros adimensionais são utilizados nas análises de transporte de calor e massa, e possuem interpretações físicas relacionadas às condições de escoamento. O número de Prandtl pode ser interpretado como a razão entre a difusividade de momento e a difusividade térmica. Analogamente, o número de Schmidt fornece uma medida da efetividade relativa dos transportes difusivos de momento e de massa nas camadas limites de velocidade e concentração. O número de Prandtl e Schmidt são descritos pelas equações (25) e (26), respectivamente:

$$Pr = \frac{\nu \cdot c_p}{\rho \cdot k} \quad (25)$$

$$Sc = \frac{\nu}{D_{AB}} \quad (26)$$

Onde:

Pr é o número de Prandtl, adimensional;

Sc é o número de Schmidt, adimensional;

c_p é o calor específico à pressão constante, em kJ/kg.K;

k é a condutividade térmica do fluido, em kW/m.K ;

ν é a viscosidade cinemática, em m²/s.

Há outros parâmetros adimensionais que relacionam a transferência de calor e massa. Estes adimensionais são chamados de tipo J, e são apresentados respectivamente para transferência de calor e massa em dutos pelas equações (27) e (28):

$$J_H = \frac{\sigma}{u_\infty \cdot c_p \cdot \rho} \cdot Pr^{2/3} \quad (27)$$

$$J_D = \frac{\tau}{u_\infty} \cdot Sc^{2/3} \quad (28)$$

No qual:

J_H é o fator tipo J para transferência de calor, adimensional;

J_D é o fator tipo J para transferência de massa, adimensional;

u_∞ é a velocidade de escoamento do fluido, em m/s;

σ é o coeficiente convectivo de transferência de calor, em kW/m².K.

Chilton e Colburn (1934) mostraram experimentalmente que o fator tipo J de transferência de calor é o mesmo que o de transferência de massa.

3.4 Termoeconomia

Os estudos termoeconômicos tiveram início na década de 70 quando várias metodologias começaram a ser criadas com base na Segunda Lei da Termodinâmica, todas elas tendo em comum a base racional para cálculo de custos. De acordo com Erlach, Serra e Valero (1999) existem dois grupos principais de metodologias para análise termoeconômica, tendo como objetivo: a alocação de custos para avaliação do preço racional; a otimização com foco na minimização dos custos dos produtos de um sistema ou componente.

A quantidade de recursos externos quantificados em unidades monetárias ou exergéticas necessária para que um sistema possa produzir um fluxo representa seu custo. Desta forma, a quantidade de recursos monetários externos requeridos para produzir um fluxo é denominada custo monetário. O custo monetário (também chamado de exergoeconômico ou termoeconômico) engloba dois conjuntos de valores: os insumos, como combustível e água de reposição; os custos fixos, como investimento, operação e manutenção. A fórmula do custo monetário é dada pela equação (29):

$$Cm_i = cm_i \cdot \dot{E}_i \quad (29)$$

Onde:

Cm_i é o custo monetário de um fluxo “ i ”, em R\$/h;

cm_i é o custo monetário unitário de um fluxo “ i ”, em R\$/kWh;

\dot{E}_i é a exergia total de um fluxo “ i ”, em kW.

Equações de balanço de custos para o cálculo de do fluxo financeiro externo correspondente ao investimento, operação e manutenção de cada equipamento ou subsistema são necessárias para quantificar a exergia total dos fluxos internos. Adotam-se o sinal negativo para a exergia dos fluxos de entrada e o sinal positivo para os fluxos de saída, no cálculo do fluxo financeiro externo na equação (30):

$$\sum cm_i \cdot \dot{E}_i = Z_m \quad (30)$$

No qual:

Z_m é o fluxo financeiro externo, em R\$/h.

Outra análise é dada pelo custo exerético unitário que avalia a quantia de exergia externa (sugerida como do combustível) necessária para suprir o sistema térmico para produzir uma unidade de um fluxo interno de exergia. Para o cálculo assume-se que o custo exerético unitário do combustível consumido é igual a uma unidade, calculado pela equação (31):

$$\sum ku_i \cdot \dot{E}_i = 0 \quad (31)$$

Onde:

ku_i é o custo exerético unitário de um fluxo “ i ”, em kW/kW.

A termoeconomia leva em consideração a análise dos insumos em relação aos produtos desejados. Desta forma, são definidas as irreversibilidades (I) que representam também as perdas do sistema em relação aos produtos (\dot{P}) desejados e os insumos (\dot{F}) fornecidos no ciclo, sendo estabelecido como a subtração dos mesmos. Então, a eficiência exerética que leva em consideração as perdas por irreversibilidades do sistema é descrita pela equação (32):

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} \cdot 100 \quad (32)$$

No qual:

η_{ex} é a eficiência exerética do ciclo ou componente, em %;

\dot{P} é o produto exerético do ciclo ou componente, em kW;

\dot{F} é o insumo exerético do ciclo ou componente, em kW.

4 METODOLOGIA

Neste capítulo apresenta-se a metodologia da análise do ciclo de ar úmido com turbina a gás e do condensador de contato direto, tendo em vista a análise de indicadores termoeconômicos, a geração de energia elétrica e a recuperação de água. As etapas principais da metodologia são:

- Definição e modelagem do ciclo de ar úmido;
- Modelagem do condensador de contato direto no *software EES*;
- Análise termoeconômica com base no modelo E&S modificado;
- Análise paramétrica para ponto de projeto.

As etapas que compõem o desenvolvimento deste trabalho são descritas detalhadamente nos tópicos apresentados a seguir.

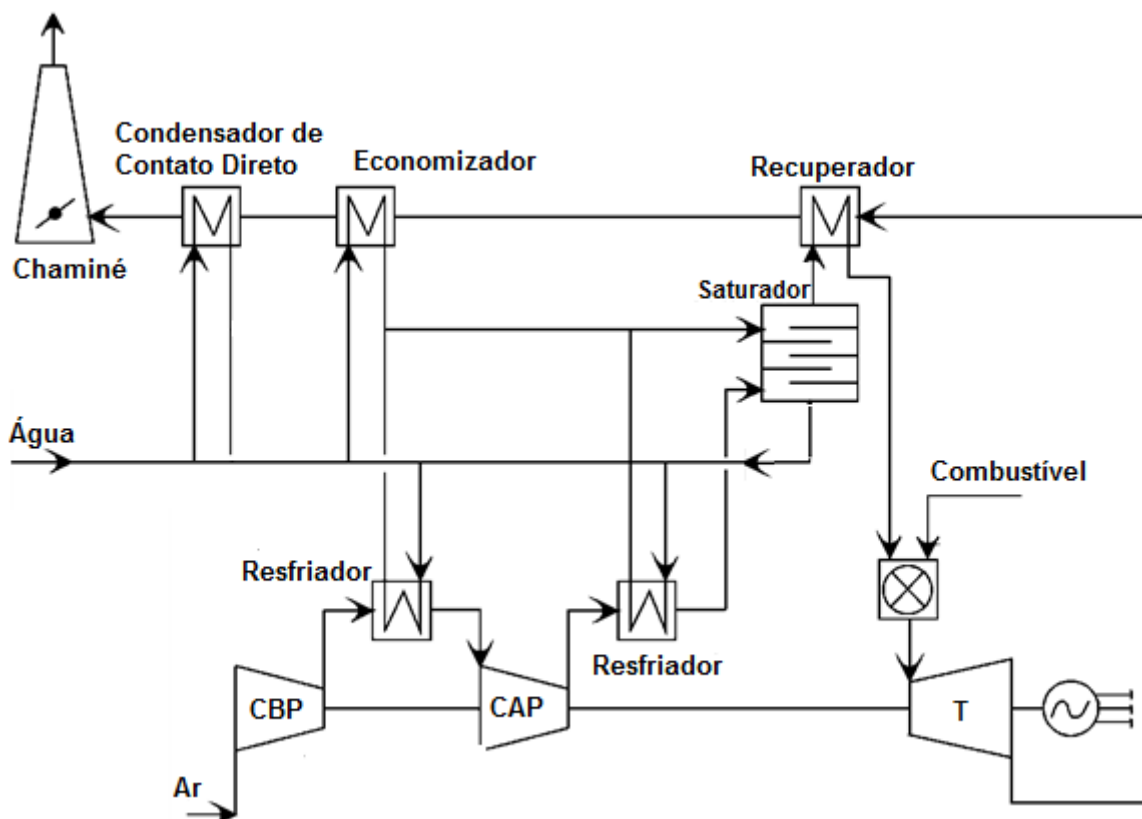
4.1 Definição e modelagem do ciclo de ar úmido

Uma pesquisa na bibliografia foi realizada, e entre os ciclos de ar úmido propostos foi escolhido, como objeto de estudo o sistema apresentado por Lora e Nascimento (2004), que se trata de um ciclo de ar úmido com resfriamento. A decisão pela utilização deste ciclo de potência é justificada pela potencialização dos índices de desempenho com alta eficiência energética, o que o torna mais sustentável. Outro parâmetro decisivo foi o elevado potencial de implementação do sistema, uma vez que o mesmo necessita de poucos componentes em relação a métodos de geração de energia de ciclo combinado e baixo custo específico de investimento, operação e manutenção. O esquema adotado como objeto de estudo para este desenvolvimento é demonstrado na Figura 12.

O ciclo se inicia com a compressão do ar no compressor de baixa pressão (CBP) seguido de um resfriador responsável por diminuir a temperatura do gás que será comprimido na sequência pelo compressor de alta pressão (CAP). O ar é resfriado novamente em um segundo resfriador e é introduzido no saturador de gás com objetivo de aumentar a densidade do gás com acréscimo do vapor d'água, entrando em conjunto com a água levemente aquecida pelos trocadores de calor do ciclo. Em seguida, o ar úmido é introduzido no recuperador onde a energia do gás de exaustão é reaproveitada pra aquecer a corrente de ar úmido que será

introduzida na câmara de combustão, onde ocorre a queima do combustível. Da exaustão, o ar úmido segue para a turbina a gás (T) onde o gás será expandido, gerando energia na forma de eletricidade no gerador e como trabalho de eixo, acionando os compressores. O gás segue para o recuperador que tem relação com a admissão como já citado, é resfriado novamente em um economizador e segue para o condensador de contato direto, componente responsável por extrair a água na fase de vapor presente no gás de exaustão, gerando um excedente de água. Por fim, os gases serão exauridos na chaminé.

Figura 12- Ciclo objeto de análise



Fonte: Lora e Nascimento, 2004.

Neste ciclo, a utilização do saturador antes da câmara de combustão é fundamental para que se aumente a eficiência do ciclo, pois seu objetivo é aumentar a proporção de vapor de água no gás pós-compressão e a consequência é o aumento da massa que será admitida na câmara de combustão e na turbina. Desta forma, torna-se possível elevar o trabalho útil dos dois componentes. A utilização dos resfriadores permite que a energia térmica entre os fluxos seja aproveitada, diminuindo assim a vazão massa que entra nos compressor de alta pressão, reduzindo a potência requerida para a compressão.

A modelagem do ciclo foi realizada no software *Gate CycleTM* versão 6.0., da *General Electric*. O diagrama esquemático do ciclo modelado no *Gate CycleTM* encontra-se no Apêndice A. Há dois tipos de fluxos predominantes no ciclo, um de ar/gás e outro de água, analisados inicialmente da esquerda para direita. Na parte referente ao fluxo de ar (linhas vermelhas), ar é introduzido em condições ambiente ao compressor de baixa pressão (CBP), onde o fluido é pressurizado à uma razão de pressão intermediária do ciclo. Em seguida, o ar tem sua temperatura reduzida em um pré resfriador (PR) com intuito de diminuir o trabalho requerido na compressão subsequente do compressor de alta pressão (CAP). O ar em alta pressão e temperatura é então introduzido no pós-resfriador 1 (PR1) a fim de reduzir sua temperatura, para que o ar entre no saturador de gás (SAT) com baixa temperatura e alta pressão, melhorando o processo de saturação da água no ar. O ar com maior vazão mássica sai do saturador de gás, uma vez que gotículas de água são adicionadas no ar, seguindo para o recuperador (R) onde o ar é aquecido devido à troca de calor da parte quente proveniente da saída da turbina a gás. Em seguida é introduzido no combustor (CC) em junção com o combustível, realizando uma queima estequiométrica com excesso de ar. Os gases de exaustão a alta temperatura são introduzidos na turbina a gás (T) em que o fluido com alta energia é expandido e segue para a parte quente do recuperador. O fluido tem sua temperatura diminuída novamente no pós-resfriador 2 (PR2) e segue para o condensador de contato direto (CCD). Este equipamento irá extrair as gotículas de água presentes na forma de vapor d'água no gás devido a introdução de água através do saturador de gás e do processo de combustão do gás natural na câmara de combustão. O resíduo gasoso do condensador de contato direto é exaurido então na atmosfera. Há outro fluxo de ar cujo objetivo é o resfriamento da corrente de água a ser introduzida no condensador de contato direto. Este fluxo possui as mesmas propriedades de temperatura e pressão ambiente, sendo comprimido no compressor de ar (CAR) até uma pressão pouco superior a de entrada. Segue-se então para o resfriador à ar (RAR) ocorrendo uma transferência de energia da corrente de gás para a de água. Esta tem a sua temperatura decrescida ao longo de uma elevação da saída gasosa, sendo também exaurido na atmosfera. Não se considerou um sistema de compressão do combustível.

Na parte do ciclo referente aos fluxos de água (linhas azuis), água em condições ambientes é introduzida no misturador 1 (M1) em junção com o retorno de água que é recuperada e precisa ser introduzida no ciclo. O fluido é subdividido no separador 1 (SEP 1), em que uma parte tem sua pressão elevada na bomba 1 (B1) para atingir a pressão de trabalho e segue para o distribuidor que tem a função de alimentar os trocadores de calor (pré e pós resfriadores) proporcionando uma transferência de calor do gás para o líquido, de forma a

saírem aquecidos dos trocadores. Estes fluidos com temperatura elevada têm suas correntes unidas no misturador 2 (M2) e subsequentemente seguem para o saturador de gás, onde há contato com o gás como previamente descrito para saturação da mistura. A fração de água que não foi extraída e adicionada ao gás tem sua pressão e energia decrescidas na válvula 1 (V1) e segue-se para o atemperador (AT). Tal equipamento tem como objetivo diminuir a temperatura do fluido de água quente junto com a outra subdivisão de água do separador 1 (SEP 1). O fluxo sai a uma temperatura intermediária e é introduzido no resfriador a ar para continuar o processo de resfriamento até que atinja uma temperatura pouco acima do ambiente, a fim de ser introduzido no condensador de contato direto. O fluido de água de saída é subdividido no separador (SEP 2), no qual uma corrente segue para o misturador 1 (M1) como já explanado e a outra corrente quantifica o excesso de água recuperada no ciclo. O condensador de contato direto não está presente na biblioteca do *Gate CycleTM*, portanto será modelado em detalhe no *software EES* e apresentado na seção seguinte.

A escolha do *software* deve-se ao mesmo possuir modelos pré-estabelecidos dos componentes no qual a formulação do sistema em si deve ser feita de forma concisa, introduzindo valores de entrada nos equipamentos e o *software* fica responsável por atribuir o modelo matemático cabível para solução do problema, garantindo que os balanços de massa, energia e entropia sejam obedecidos. Esta ferramenta é utilizada para a modelagem de sistemas industriais, plantas de geração e cogeração, e componentes térmicos com uma vasta biblioteca de fórmulas e modelos matemáticos. A modelagem inclui os balanços de massa, energia e entropia, além dos cálculos das eficiências dos equipamentos e do ciclo, das vazões mássicas e das propriedades intensivas de temperatura, pressão e entalpia específica dos componentes, seguindo a formulação descrita no Capítulo 3. O *Gate CycleTM* não disponibiliza o cálculo da entropia e da exergia dos fluxos e componentes do ciclo, portanto foi utilizado o *software EES (Engineering Equation Solver)* versão 10.298 com licença acadêmica profissional do laboratório de informática do Núcleo de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais para realização dos cálculos.

Os compressores de alta pressão (CAP), baixa pressão (CBP) e de ar (CAR) e a bomba 1 foram modelados conforme as equações (1), (2) e (8) que representam, respectivamente, a potência mecânica através do balanço de massa, energia e a eficiência isentrópica. Para o auxílio da convergência dos cálculos, são introduzidas a razão de pressão no componente ou a pressão de saída desejada. Na turbina (T), os cálculos seguem as equações (1), (2) e (7) de potência mecânica através do balanço de massa, energia e a eficiência isentrópica. No ciclo aplicado, a razão de pressão para que o ciclo se mantenha estável pode ser calculada pela

equação (33). Foi utilizada uma macro para que esta equação seja obedecida, fixando-se a razão de pressão da turbina a partir da variação das razões de pressão dos compressores. Outra macro foi estabelecida para que a razão de pressão da bomba (B1) fosse igual a de atuação após a segunda compressão, em que as pressões nos trocadores de calor sejam equivalentes.

$$r_p = r_{CBP} \cdot r_{CAP} = r_T \quad (33)$$

Onde:

r_p é a razão de pressão do ciclo, adimensional;

r_{CBP} é a razão de pressão do compressor de baixa pressão, adimensional;

r_{CAP} é a razão de pressão do compressor de alta pressão, adimensional;

r_T é a razão de expansão da turbina a gás, adimensional.

Os equipamentos que atuam na mistura ou divisão de fluidos foram modelados conforme os balanços de massa e energia das equações (1) e (2). São estes: combustor (CC); atemperador (AT); misturadores (M1) e (M2); separadores (S1) e (S2) e distribuidor (D). No combustor, é estabelecida uma temperatura na saída fixa e a vazão mássica é variada para atender a equação (4), uma vez que Poder Calorífico Inferior é constante. Nos separadores e distribuidor, a quantidade de vazão mássica que irá se dividir conforme o cálculo do balanço de massa é estabelecido através da requisição dos componentes posteriores a eles.

Os trocadores de calor ar-água (pré-resfriador, pós-resfriador 1, pós-resfriador 2 e resfriador a ar) e o trocador de calor gás-gás (recuperador) são modelados conforme o balanço de massa e energia das equações (1) e (2), além da metodologia de cálculo da taxa de transferência de calor e método diferença média logarítmica das temperaturas estabelecidas pelas equações (9) e (10) para trocadores contracorrentes. Nestes, os valores da temperatura máxima de *pinch* e temperatura da saída serão variados, enquanto o coeficiente global de transferência de calor é o mesmo.

Dada a complexidade da modelagem do saturador, foi adotado, para este trabalho, o modelo proposto por Dalilli e Westermarck (1998), ou seja, os dados de entrada para o saturador presentes neste trabalho foram obtidos a partir do estudo realizado pelo autor citado. Normalmente, o saturador de gás é uma torre formada por uma série de bandejas, onde o gás move-se para cima nas bandejas e a água quente move-se para baixo, borbulhando cada tabuleiro, aquecendo o gás a alta pressão e saturando-o com a água, aumentando o fluxo de massa e a entalpia de fluxo. Neste, é introduzido o número de estágios teóricos que

representam as bandejas para saturação do gás, constando umidade relativa de 100%.

A Tabela 1 apresenta os dados de entrada para o ciclo no modelo de projeto. Os valores selecionados são suposições razoáveis baseadas nos níveis atuais da tecnologia de ciclos de ar úmido com turbina a gás de acordo com as referências de Traverso e Massardo (2002), Wan e outros (2010), Ameri e Enadi (2012), Orts-Gonzalez, Zachos e Bringheti (2019). O coeficiente global de transferência de calor nos trocadores ar-água foi assumido de acordo com Ulrich e Vasudevan (2004) com o valor intermediário entre os limites praticáveis.

Tabela 1 - Dados de entrada

Parâmetros de Entrada	Unidade	Valor
Temperatura atmosférica	°C	22
Pressão atmosférica	kPa	101,325
Umidade relativa	%	60
Vazão mássica de ar na entrada do ciclo	kg/s	100
Razão de pressão do ciclo	-	50
Pressão na saída da turbina	kPa	101,325
Temperatura na entrada da turbina	°C	1200
Temperatura máxima de pinch no pré-resfriador	°C	35
Temperatura máxima de pinch no pós-resfriador 1 e 2	°C	110
Temperatura na saída de gás do pré-resfriador	°C	80
Temperatura na saída de gás do pós-resfriador 1 e 2	°C	100
Temperatura na saída de gás do recuperador	°C	200
Temperatura na saída de líquido do resfriador a ar	°C	25
Eficiência da combustão	%	90
Eficiência isentrópica dos compressores CAP, CBP e CAR	%	88
Eficiência isentrópica da turbina T	%	90
Eficiência isentrópica da bomba 1	%	85
Perda de pressão na entrada do lado quente do pré-resfriador, pós-resfriador 1, pós-resfriador 2 e recuperador	%	1
Perda de pressão na entrada do lado frio do pré-resfriador, pós-resfriador 1, pós-resfriador 2, resfriador a ar e recuperador	%	1
Perda de calor do pré-resfriador, pós-resfriador 1, pós-resfriador 2, resfriador a ar e recuperador	%	1
Perda de pressão da entrada na câmara de combustão CC	%	2
Coeficiente global de transferência de calor dos trocadores ar-água	kJ/s.m ² K	0,73
Poder Calorífico Inferior	kJ/kg	50044
Número de bandejas do saturador (NB)	-	5
Temperatura na saída do atemperador	°C	45

Fonte: Elaborado pelo autor.

A metodologia de cálculo para o condensador de contato direto será definida na Seção 4.2. Alguns valores da Tabela (1) serão variados com o objetivo de uma análise paramétrica

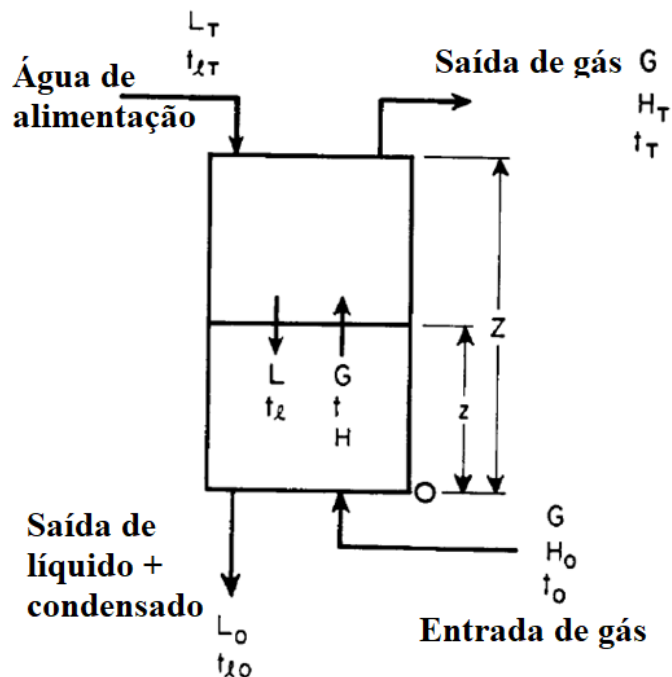
visando a melhora do desempenho do ciclo, cuja metodologia é descrita na Seção 4.4.

4.2 Modelagem do condensador de contato direto no *software EES*

O condensador de contato direto é um componente de relevância no ciclo, sendo responsável pela recuperação de água do gás úmido de exaustão expandido na turbina. Porém, a biblioteca do *software Gate CycleTM* tem em seu acervo apenas trocadores de calor sem mistura. Portanto, fez-se necessária a modelagem do condensador de contato direto no programa *EES*.

Foi adotado o modelo proposto por Olander (1961) com uma abordagem mais precisa do que o método padrão de potencial entálpico. Segundo o autor, sua modelagem tem como objetivo descrever os parâmetros de interesse – como os coeficientes convectivos de massa e calor, as propriedades intensivas dos fluidos e as alturas de transferência na fase líquida e gasosa – no interior do componente, onde seu modelamento é descrito na forma diferencial para um detalhamento mais específico. O autor descreve o sistema (Figura 13) como uma torre vertical similar a uma torre de destilação, contendo anéis de Raschig no seu interior em grandes quantidades que são seções de tubos padronizados com objetivo de fornecer uma área maior para interação entre o líquido e o gás na coluna.

Figura 13- Esquema do condensador de contato direto



Fonte: Adaptado de Olander, 1986.

O funcionamento do condensador de contato direto começa com o gás saturado sendo introduzido na parte inferior da torre com taxa de fluxo molar, umidade molar e temperatura especificada. O gás saturado se torna superaquecido no seu contato inicial com a água de alimentação que entra pelo topo – como suposição inicial – permanecendo assim por toda coluna. O gás troca energia na forma de calor e massa com a corrente de água, alterando sua umidade molar e temperatura espacialmente na coordenada “z” até atingir o estado final em “Z” onde é exaurido. Durante esse processo de transporte de massa e energia, gotículas de H₂O são adicionadas na corrente de água de alimentação por difusão molecular e convecção, havendo uma recuperação das moléculas de água contidas no gás, e gerando um excedente de água no ciclo.

As premissas para realização deste modelo são:

- a) A fase de vapor é superaquecida em todos os momentos;
- b) As correlações de transferência de massa baseadas na absorção isotérmica de um gás diluído são aplicáveis às condições de temperatura e composição variáveis de um refrigerador-condensador;
- c) A altura da unidade de transferência de fase gasosa é constante em toda a coluna;
- d) As analogias apropriadas de transferência de calor e massa são aplicáveis;
- e) As áreas interfaciais por unidade de volume são iguais para transferência de calor e massa.
- f) Ambas as fases se movem através da torre em fluxo constante como o de um pistão.

As equações referentes à modelagem do sistema proposto são descritas na sequência. Os subscritos “l”, “v”, “g” e “NC” são denominados para as fases dos fluidos como líquido, vapor, gás e gases e não condensáveis, respectivamente. O subscrito “i” refere-se a interface líquido-vapor para transferência de calor e massa. Os estados com o subscrito “T” representam as propriedades no topo do condensador de contato, e as com subscrito “O” são designadas para as propriedades no fundo do equipamento.

Os balanços de matéria e entalpia são dados pelas equações (34) e (35), respectivamente:

$$\frac{L_O}{G} - \frac{L_T}{G} = H_O - H_T \quad (34)$$

$$\left(\frac{L_0}{G}\right) \cdot c_l \cdot (t_{l0} - t_{lT}) = h_0 \cdot (t_0 - t_{lT}) + (H_0 - H_T) \cdot \lambda_{tlT} - h_T \cdot (t_T - t_{lT}) \quad (35)$$

Em que:

L é a vazão volumétrica de água por unidade de área da seção transversal da torre, em kmol/h.m²;

G é a vazão volumétrica de gás por unidade de área da seção transversal da torre, em kmol/h.m²;

H é a umidade molar, em kmol de vapor por kmol do gás portador;

t é a temperatura do fluido, em K;

λ é o calor de vaporização do fluido, em kJ/kmol;

h é o calor molar úmido, em kJ/kmol.K.

O calor molar úmido pode ser descrito como a combinação da parcela dos gases não condensáveis com a variação da fase de vapor do gás. Desta forma, o calor molar úmido é definido pela equação (36) como:

$$h = c_{NC} + H \cdot c_v \quad (36)$$

Com intuito de analisar a variação das propriedades no decorrer da torre, são necessários alguns balanços diferenciais de matéria e entalpia na fase líquida e gasosa, definidos pelas equações (37) a (39):

$$dL = G \cdot dH = -n_A \cdot a_{it} \cdot dz \quad (37)$$

$$\sigma_l \cdot A_{it} \cdot (t_i - t_l) \cdot dz = -L \cdot c_l \cdot dt_l + G \cdot dH \cdot c_l \cdot (t_i - t_l) \quad (38)$$

$$\sigma_v \cdot A_{it} \cdot (t - t_i) \cdot dz = -G \cdot h \cdot dt - G \cdot dH \cdot c_v \cdot (t - t_i) \quad (39)$$

No qual:

A_{it} é a área interfacial para transferência de massa e calor, em m²/m³;

σ é o coeficiente de transferência de calor por unidade de área, em kJ/h.m².K.

Um parâmetro importante na modelagem é a correção de Ackermann para transferências de massa e calor simultâneas em escoamentos turbulentos, descrita na equação (40):

$$a = \frac{n_A \cdot c_v}{\sigma_w} \quad (40)$$

Em que:

σ_w é o coeficiente de transferência de calor na fase gasosa na ausência de transferência simultânea de massa, em kJ/h.m².K.

A partir de um balanço de entalpia sobre uma fatia diferencial dentro da película paralela à interface, assumindo que as temperaturas são conhecidas na interface e na película exterior ao fluido como condições de controle, o coeficiente de transferência de calor na fase gasosa pode ser descrito pela equação (41):

$$\sigma_v = \frac{a}{1 - e^{-a}} \cdot \sigma_w \quad (41)$$

De acordo com a relação de Stephan-Maxwell para a difusão molecular, o coeficiente de transferência de massa na fase gasosa é dado pela equação (42):

$$\tau_g = \frac{D_{AB} \cdot p_{tot}}{R \cdot t \cdot l \cdot p_{ML}} \quad (42)$$

No qual:

τ_g é o coeficiente de transferência de massa na fase gasosa, em kmol/h.m².kPa;

p_{tot} é a pressão total, em kPa;

l é a espessura de filme fictício, em m;

p_{ML} é a média logarítmica das pressões na interface e total, em kPa.

A partir da relação de Chilton-Colburn, é definida a razão psicométrica do tanque pela equação (43):

$$\beta = \frac{\tau_g \cdot p_{ML} \cdot c_p}{\sigma_w} = \frac{\tau_g \cdot p_{ML} \cdot \zeta}{\sigma_w \cdot (1 + H)} = \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^{2/3} \quad (43)$$

Onde:

β é a razão psicométrica do tanque, adimensional;

c_p é a capacidade de calor a pressão constante na fase de vapor, em kJ/kmol.K.

A altura relativa para transferência de massa e na fase gasosa e líquida é descrita pela equação (44):

$$H_G = \frac{(1 + H) \cdot G}{\tau_g \cdot A_{it} \cdot p_{ML}} \quad (44)$$

Sherwood e Holloway (1940) correlacionaram a equação de Chilton-Colburn com a altura relativa para transferência de massa na fase líquida, originando a equação (45):

$$\frac{\sigma_l \cdot A_{it}}{c_l \cdot L} = \frac{\alpha}{(Pr_l)^{1/2}} \cdot \left(\frac{v_l \cdot \rho_l}{L \cdot M_l} \right)^\gamma \quad (45)$$

No qual:

M_l é massa molecular do líquido, em kg/kmol;

α e γ são constantes empíricas da equação 38, definidas por Sherwood e Holloway (1940);

Os valores das constantes da equação (45) foram medidos experimentalmente por Sherwood e Holloway (1940) e discretizam a diferença do tipo de empacotamento na torre para diferentes tipos de anéis de *Raschig*. A Tabela 2 descreve as medições realizadas pelos autores.

Tabela 2 - Valores das constantes de Sherwood e Holloway para anéis de *Raschig*

Diâmetro	α	γ
2'' (50,8 mm)	80	0,22
1 1/2'' (38,1 mm)	90	0,22
1'' (25,4 mm)	100	0,22
3/8'' (19,05 mm)	550	0,46
1/2'' (12,7 mm)	280	0,35

Fonte: Adaptado de Sherwood e Holloway, 1940.

Os cálculos do modelo são realizados de forma iterativa, no qual uma temperatura na interface é assumida e também se torna um padrão de convergência interno do programa. Para comparação da temperatura na interface assumida e calculada, a expressão (46) dada pela junção das equações (37), (38), (44) e (45) denota a temperatura interfacial de conferência:

$$t_{ic} = t_l - \frac{\left(\frac{t}{c_l}\right) \cdot \left(\frac{dt}{dz}\right) + \left[\frac{c_l \cdot (t-t_l) + \lambda_T}{c_l}\right] \cdot \left(\frac{dH}{dz}\right)}{\left(\frac{L}{G}\right) \cdot \frac{\alpha}{(Pr_l)^{\frac{1}{2}}} \cdot \left(\frac{v_l \cdot \rho_l}{L \cdot M_l}\right)^{\gamma} + \frac{(1+H) \cdot (p-p_i)}{H_G \cdot p_{ML}}} \quad (46)$$

As equações denotadas até o momento só têm validade para uma substância saturada que ao entrar em contato com a água de alimentação torna-se superaquecida. Portanto, essa troca de energia entre os fluxos não pode gerar neblina ou nevoeiro. Pela definição de umidade em termos de pressões parciais em junção com os gradientes de umidade e temperatura, o critério de índice de neblina (IN) é dado pela equação (47), sendo obrigatoriamente menor que uma unidade:

$$IN = \frac{A_{col} \cdot p^{sat} \cdot \left(\frac{a}{e^{a-1}}\right) \cdot (t - t_i)}{\beta \cdot (t + 460)^2 \cdot (p_{tot} - p^{sat}) \cdot (p^{sat} - p_i)} \quad (47)$$

Onde:

p^{sat} é a pressão de saturação do gás, em kPa.

Como controle do método iterativo foi considerado critério de parada uma variação de temperatura de 5°C. Desta forma, os resultados serão dados em função da altura respectiva do condensador para este critério.

Os fluxos do modelo do condensador de contato direto no EES são designados em quantidades de mols, enquanto os do software *Gate CycleTM* em quantidades de massa. Portanto, para que seja possível a integração dos dois modelos é preciso alterar as equações que receberão os dados de entrada e saída. As vazões volumétricas de gás por unidade de área da seção transversal da torre de gás e líquido podem ser reescritas pelas equações (48) e (49), que levam em consideração o cálculo da área da seção transversal da coluna definida pela equação (50).

$$G = \frac{\dot{m}_g}{\sum(x_i \cdot M_i) \cdot A_c} \quad (48)$$

$$L = \frac{\dot{m}_l}{M_l \cdot A_c} \quad (49)$$

$$A_{col} = \frac{\pi \cdot d_{col}^2}{4} \quad (50)$$

No qual:

\dot{m}_g é a vazão mássica de gás, em kg/s;

\dot{m}_l é a vazão mássica de líquido, em kg/s;

M_i é a massa molecular da componente química “i”, em kg/kmol;

A_{col} é a área da seção transversal da coluna, em m²;

d_{col} é o diâmetro da coluna, em m.

Foram selecionados os dados de entrada do ponto de vista construtivo do condensador de contato direto a partir de suposições razoáveis definidas por Sherwood e Holloway (1940), Treybal (1980) e Green e Perry (2008). Azevedo e Alves (2013) e Wang, Yuan e Yu (2005) explicam que uma vez que a geometria é bem definida e a área do enchimento é conhecida, é acordado na literatura que a área interfacial de contato é estipulada como a própria área do enchimento. As constantes empíricas α e γ são definidas como 80 e 0,22, respectivamente, com valor de área interfacial de contato estimada em 102 m²/m³ com diâmetro de recheio de 50,8 mm e diâmetro da coluna de 1,9 m.

O modelo do condensador de contato direto no programa *EES* receberá os dados do *software Gate CycleTM*: temperatura de entrada do gás; temperatura de entrada do líquido; vazão mássica de gás; vazão mássica de líquido; pressão do gás de entrada; pressão do líquido de entrada; fração molar de oxigênio; fração molar de nitrogênio; fração molar de vapor d’água; fração molar de dióxido de carbono e fração molar de argônio.

De forma análoga à modelagem do ciclo de ar úmido, alguns dos dados de entrada serão variados com o objetivo de uma análise paramétrica visando a melhora do desempenho do condensador de contato direto, conforme metodologia é descrita na Seção 4.4 deste documento.

4.3 Modelagem termoeconômica

Lourenço (2016) ressalta que a utilização de diferentes modelos termoeconômicos resulta em análises distintas, onde o modo no qual é definida a estrutura produtiva e por consequência o modelo é considerado como ponto-chave e particular de cada pesquisador. A exergia é uma magnitude termodinâmica adequada para ser combinada com os conceitos econômicos por incorporar informações da segunda lei da termodinâmica. Portanto, a maioria dos modelos termoeconômicos utilizam a exergia na definição de estrutura produtiva para

avaliação dos fluxos internos. Porém, um ponto de discussão em termoeconomia é a dificuldade na proposta de uma modelagem sistemática que consiga alocar racionalmente o custo dos resíduos e dos componentes dissipativos para os produtos da planta.

Os modelos baseados na estrutura produtiva permitem detalhar o processo de formação de custos na planta, em comparação aos baseados na estrutura física, refinando assim os resultados da análise termoeconômica. Isso ocorre pois mesmo utilizando a exergia total ou desagregada nas parcelas (térmica, mecânica e química) na modelagem termoeconômica, os custos de formação dos resíduos não são redistribuídos de forma proporcional e explícita para os componentes da planta. Este tipo de alocação dos resíduos implicitamente não possibilita a inclusão do custo ambiental, o que compromete a análise como um todo.

Ademais, há divergências em alguns modelos baseados na estrutura produtiva. Com uma base similar, os modelos que utilizam a exergia total ou desagregada nas parcelas (térmica, mecânica e química) divididas em fluxos físicos e fictícios tem como obstáculo os equipamentos dissipativos. É necessária a junção dos equipamentos dissipativos com outros em que o produto e insumo são definidos em base exergética, mas esta limitação impede que o equipamento dissipativo seja isolado para ser otimizado ou para o possível diagnóstico termoeconômico.

Outros modelos utilizam o conceito de neguentropia para definir o produto dos equipamentos dissipativos, uma vez que a função deles é reduzir a entropia do fluido de trabalho. O primeiro trabalho que apresentou a neguentropia como uma forma de alocar os custos dos equipamentos dissipativos foi realizado por Frangopoulos em 1987, na Análise Funcional Termoeconômica. Este conceito foi adotado posteriormente na Teoria Estrutural do Custo Exergético por Lozano e outros (1993) e Lozano e Valero (1993) e (1996) para diferentes tipos de sistemas de geração de energia, também chamado de Modelo E&S. A neguentropia é definida como um fluxo fictício, juntamente com a exergia, o que cria uma inconsistência do ponto de vista termodinâmico, pois o produto neguentrópico destes equipamentos dissipativos é maior do que seu insumo exergético (SANTOS, 2009).

Com objetivo de corrigir o problema de o insumo exergético ser menor do que o produto, este trabalho emprega uma modificação do Modelo E&S ao utilizar um sistema de divisão proporcional da neguentropia produzida nos equipamentos que os originam. Desta forma, o custo exergético unitário dos equipamentos que aumentam a entropia do ciclo terá um aporte do valor proporcional em relação à toda entropia do sistema. Então, todos os fluxos, físicos ou fictícios, apresentarão o custo exergético unitário superior a uma unidade.

4.3.1 Definição de insumo e produto

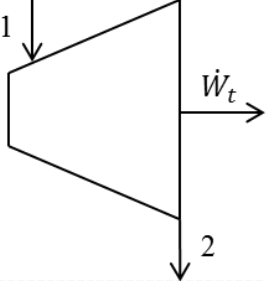
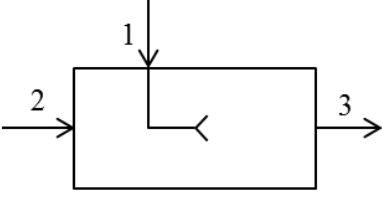
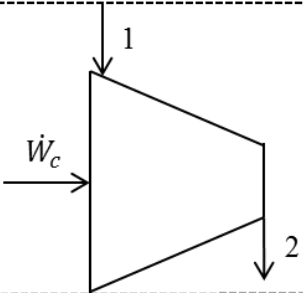
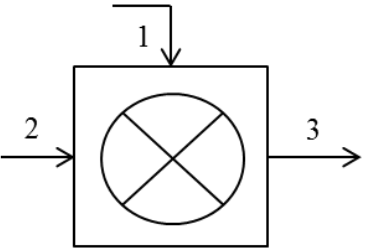
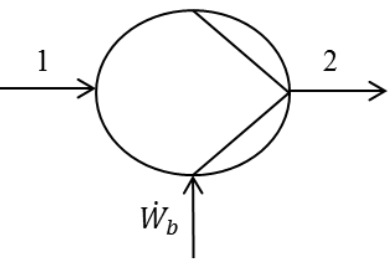
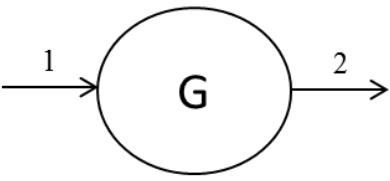
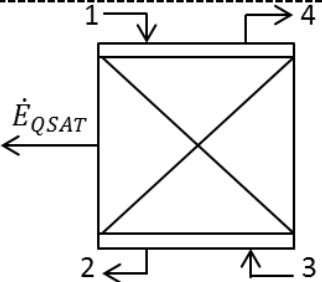
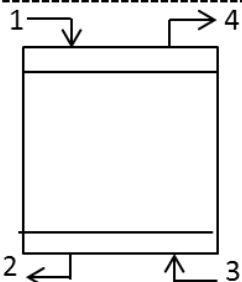
Cada componente, fluxo ou subsistema possui uma estrutura produtiva particular, onde primeiro se faz necessário definir quem são os insumos, os produtos e as perdas de cada subsistema. Perdas são definidas como fluxos que deixam a planta sem utilização posterior. A partir disso, a destruição de exergia devido às irreversibilidades internas de cada subsistema é definida como a subtração dos produtos e perdas a partir dos insumos. Por mais que o Modelo E&S modificado não utilize as perdas como fluxos físicos ou fictícios, é importante ressaltar que eles estão implicitamente na subtração do insumo e produto.

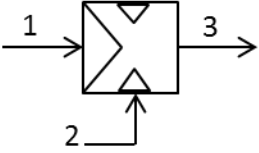
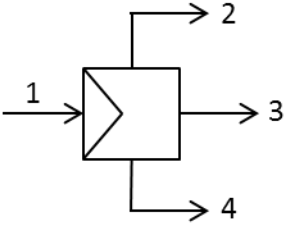
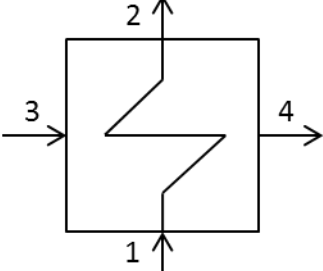
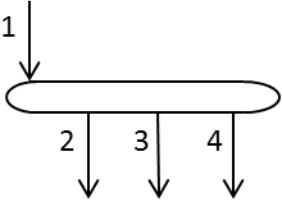
Para que haja uma coerência na análise termoeconômica do sistema, os insumos e produtos são estabelecidos conforme algumas convenções exergeticas. De forma sistêmica, as principais interações são:

- a) Trabalho e potência
 - Se o trabalho é realizado pelo sistema, é produto;
 - Se o trabalho é realizado sobre o sistema, é insumo.
- b) Variação de exergia
 - Se a variação de exergia do fluxo é positiva no sentido entrada-saída, é produto;
 - Se a variação de exergia do fluxo é negativa no sentido entrada-saída, é insumo.
- c) Forças externas
 - Se a força vem de fora (é externo), é insumo;
- d) Exergia de calor e transferência de calor
 - Se a transferência de calor é dada para o sistema, e a temperatura de processo é maior do que a temperatura do estado morto, é insumo;
 - Se a transferência de calor é dada para o sistema, e a temperatura de processo é menor que a temperatura do estado morto, é produto;
 - Se a transferência de calor é proveniente do sistema, é produto.

A definição genérica de insumos e produtos dos equipamentos que compõem o ciclo é descrita na Figura 14, definida pelas variações de exergia total ou pelos trabalhos mecânicos e elétricos nos equipamentos que fornecem ou consomem energia do ciclo.

Figura 14 - Definição de insumo e produto para os equipamentos do ciclo

<p style="text-align: center;">Turbina a gás</p> 	<p style="text-align: center;">Atemperador</p> 
$\dot{P} = \dot{W}_t$ $\dot{F} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2$	$\dot{P} = \dot{m}_2 \cdot (e_{tot2} - e_{tot3})$ $\dot{F} = \dot{m}_1 \cdot (e_{tot3} - e_{tot2})$
<p style="text-align: center;">Compressor</p> 	<p style="text-align: center;">Câmara de Combustão</p> 
$\dot{P} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1$ $\dot{F} = \dot{W}_c$	$\dot{P} = \dot{E}_3 - \dot{E}_2$ $\dot{F} = \dot{E}_1$
<p style="text-align: center;">Bomba</p> 	<p style="text-align: center;">Gerador</p> 
$\dot{P} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1$ $\dot{F} = \dot{W}_b$	$\dot{P} = \dot{E}_2$ $\dot{F} = \dot{E}_1$
<p style="text-align: center;">Saturador de gás</p> 	<p style="text-align: center;">Condensador de Contato Direto</p> 
$\dot{P} = \dot{E}_4 - \dot{E}_3 + \dot{E}_{QSAT}$ $\dot{F} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2$	$\dot{P} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1$ $\dot{F} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4$

Misturador	Separador
	
$\dot{P} = \dot{m}_2 \cdot (e_{tot2} - e_{tot3})$	$\dot{P} = \dot{E}_2 + \dot{E}_3 + \dot{E}_4$
$\dot{F} = \dot{m}_1 \cdot (e_{tot3} - e_{tot2})$	$\dot{F} = \dot{E}_1$
Trocador de calor	Distribuidor
	
$\dot{P} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1$ (Lado frio)	$\dot{P} = \dot{E}_2 + \dot{E}_3 + \dot{E}_4$
$\dot{F} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4$ (Lado quente)	$\dot{F} = \dot{E}_1$

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os fluxos que são definidos com a exergia total, e neste modelo os fluxos de potência (mecânica e elétrica), os insumos externos (combustíveis) e o produto final do ciclo apresentam os fluxos produtivos equivalentes aos fluxos físicos. A maioria dos equipamentos do ciclo tem sua definição de insumo (\dot{F}) e produto (\dot{P}) dada a partir da equação (51), em que os fluxos produtivos podem representar o fluxo físico (E_i), a diferença ou a junção entre dois fluxos. Para o fluxo físico relacionado a introdução de combustível, a exergia total específica (e_{tot_i}) deve ser substituída pela exergia química específica do combustível (e_{qcomb}).

$$E_i = m_i \cdot e_{tot_i} \quad (51)$$

Há alguns equipamentos no qual diferentes fluxos de entrada se misturam trocando as parcelas de exergia e massa, formando um terceiro fluxo com potencial intermediário. No presente trabalho apenas os misturadores e o atemperador se enquadram nesse tipo de definição. O insumo é definido como a redução do potencial exergético da vazão mássica que entrou com maior potencial exergético, dado pela equação (52).

$$\dot{F} = m_i \cdot (e_{tot_i} - e_{tot_j}) \quad (52)$$

O produto, por sua vez, é definido como o aumento do potencial exergético da vazão mássica que entrou no equipamento com menor potencial exergético, dado pela equação (53).

$$\dot{P} = m_j \cdot (e_{tot_i} - e_{tot_j}) \quad (53)$$

4.3.2 Diagrama produtivo

O diagrama produtivo de um sistema é a representação da sua estrutura física, junto com as desagregações pertinentes para a realização e entendimento da metodologia. Existem três formas geométricas básicas para representação de elementos no diagrama produtivo: retângulos; círculos e losangos. Os retângulos correspondem aos equipamentos ou subsistemas que são unidos entre si por setas que representam a entrada ou saída (insumo ou produto). Os círculos correspondem às bifurcações que são elementos que subdividem os produtos. Os losangos correspondem às junções que unem diversos insumos em um único local. As setas representam então os fluxos produtivos, que são definidos com base nos fluxos físicos, apresentam assim a cor preta no diagrama produtivo do ciclo analisado, apresentado no Apêndice B. Os triângulos alaranjados representam os insumos externos do ciclo de combustível e água, enquanto as estrelas alaranjadas denotam os produtos externos do ciclo de energia elétrica e água recuperada.

Há dois equipamentos que diferenciam visualmente o diagrama físico do ciclo de ar úmido de turbina a gás do diagrama produtivo. O primeiro é o gerador, no qual sua perda é calculada no software *Gate CycleTM* e então introduzido nos valores respectivos de exergia no fluxo produtivo. Estes valores estão associados às perdas de conversão da energia mecânica para energia elétrica, e na sua transmissão primária. Há também a inserção do equipamento Ambiente, que é um equipamento fictício responsável por receber as dissipações e resíduos dos componentes e gerar um produto único de resíduos e dissipações (RD). O único componente que contém no produto outro fluxo além da variação de exergia é o Saturador (SAT), abrangendo também a dissipação de exergia na forma de calor (\dot{E}_{Qsat}), sendo necessária uma bifurcação na saída para designar os produtos para diferentes aplicações. Tratando-se de uma dissipação, tal fluxo exergético de calor também será introduzido no ambiente para a junção com os resíduos referentes ao fluxo de saída de gás do condensador de

exaustão e saída de resfriamento.

No diagrama produtivo, o sistema de divisão proporcional da neguentropia é dado pelo cálculo da entropia gerada da equação (6) fracionadas em relação à todos equipamentos que geram entropia. Desta forma, o fluxo produtivo contará com os fluxos da divisão proporcional da neguentropia, multiplicados pelo produto (RD) do ambiente, que serão adicionados nos insumos destes componentes a partir da bifurcação (B14) . A equação da divisão proporcional da neguentropia dá-se pela equação (54) e seus fluxos fictícios tem a cor vermelha no diagrama produtivo.

$$q_i = \frac{S_{ger}}{\sum S_{geri}} \quad (54)$$

Os equipamentos produtivos que proporcionam o aumento da entropia do fluido de trabalho (CC, CBP, CAP, CAR, T, PR, PR1, PR2, RAR, M1, M2, SAT, R, AT, CCD) apresentam a divisão proporcional da neguentropia como um de seus insumos, introduzidos em uma junção anterior a cada unidade produtiva para adicionar esta parcela ao insumo exergético respectivo.

Do ponto de vista do custo exergético unitário de cada componente, esta metodologia diferencia-se do Modelo E&S no quesito em que a produção da neguentropia está associada à variação de exergia dos fluidos, portanto não é adicionada uma parcela adicional de exergia e, desta forma, o custo exergético unitário estabelece-se em valores superiores a unidade. É importante ressaltar que por adicionar a proporcionalidade da neguentropia total do ciclo no insumo de cada componente é possível que alguns custos internos sejam levemente elevados, porém sem prejudicar os produtos do sistema.

São formuladas equações das unidades (reais e produtivas) para obter o sistema de equações de custo. Estas fórmulas remetem à multiplicação entre a exergia produtiva e custo unitário do produto decrescido pela mesma multiplicação do insumo. No sistema de equações para custo monetário unitário, esta subtração resulta no fluxo monetário externo associado a cada equipamento. Além destas, são necessárias equações auxiliares para que o número de equações se iguale ao número de fluxos do sistema. Nas bifurcações de potência (B1), exergia (B2 a B13) e da divisão proporcional da neguentropia (B14), atribui-se o mesmo custo unitário para os fluxos de saída destes. Nas junções a igualdade se dá pela multiplicação entre a exergia produtiva em cada fluxo de saída e seu respectivo custo unitário, dividido pela multiplicação da exergia produtiva e custo unitário da entrada. Cada relação de entrada e saída

são decrescidos entre si, e igualadas a zero. Por último e não menos importante, os insumos externos (combustível e água) do sistema recebem o custo unitário exergético de uma unidade, e o custo monetário exergético igual ao cálculo dos fluxos monetários externos para obtenção dos mesmos, definidos na próxima seção.

4.3.3 Custos de investimento e fluxos monetários

Depois de concluída a modelagem e feita a análise de desempenho pela variação dos fatores de entrada, é realizado o estudo estimativo dos custos monetários relacionados ao investimento estrutural, fatores de Operação e Manutenção (O&M) e o custo de aquisição do gás natural. Estes valores serão levados em conta para o cálculo dos fluxos monetários externos referentes a cada equipamento e do ciclo. É tomada como referência uma base de valores atuais, tornando assim possível a comparação do custo de geração da planta com do avaliado pelo mercado Brasileiro. Dessa forma, os fluxos monetários externos (Z_m) em R\$/h segundo a equação (55) e o cálculo do fator de amortização é dado pela equação (56).

$$Z_m = \frac{FA \cdot \left(1 + \frac{F_{OeM}}{100}\right)}{HO} \cdot Z_{inv} \quad (55)$$

Em que:

Z_{inv} é o custo de investimento para compra dos equipamentos em R\$;

FA é o fator de amortização, em ano⁻¹;

HO é o fator de horas de operação ao ano em h/ano;

$F_{O\&M}$ é o fator de operação e manutenção em %.

$$FA = \frac{\frac{i}{100} \cdot \left(1 + \frac{i}{100}\right)^u}{\left(1 + \frac{i}{100}\right)^u - 1} \quad (56)$$

No qual:

i é a taxa de juros a longo prazo em ano⁻¹;

u é o tempo de vida em anos.

O custo com combustível para o gás natural (Z_{comb}) é dado pela equação (57),

dependente da taxa de fornecimento do gás natural e da quantidade de combustível introduzido. De forma similar, o custo de investimento da água de admissão ($Z_{\text{água}}$) é dada pela equação (58), dependente da taxa de fornecimento de água.

$$Z_{comb} = \frac{\dot{m}_{comb}}{\rho_{comb}} \cdot T_{VGN} + T_{FGN} \quad (57)$$

$$Z_{\text{água}} = \frac{\dot{m}_l}{\rho_l} \cdot T_{VA} \quad (58)$$

No qual:

Z_{comb} é o custo do gás natural, em R\$/h;

ρ_{comb} é a densidade do combustível, em kg/m³;

T_{VGN} é a custo variável de fornecimento do gás natural, em R\$/m³;

T_{FGN} é a custo fixo de fornecimento do gás natural, em R\$/h;

$Z_{\text{água}}$ é o custo da água de admissão, em R\$/h;

T_{VA} é o custo variável de fornecimento da água, em R\$/m³.

O valor do custo dos investimentos de cada equipamento adotado neste trabalho foi proposto por Ulrich and Vasudevan (2004). Neste, devem ser levados em consideração o custo de compra dos equipamentos, o custo de instalação e o fator de indexação. Desta forma o custo de investimento para compra dos equipamentos dá-se pela equação (59). Os valores para os parâmetros na análise de custo são descritos na Tabela 3. A Tabela 3 conta com os valores fixos para os cálculos mencionados acima, no qual foi escolhido o ano base de 2017 para cálculo. Assim, o coeficiente de indexação (C_{ind}) representa a razão dos fatores de 2004 para 2017 e a taxa de conversão da moeda de 2004 para 2017.

$$Z_{inv} = C_{eq} \cdot C_{inst} \cdot C_{ind} \quad (59)$$

Em que:

C_{inst} refere-se às despesas: de contingência; de comissões do contratante; para elaboração da planta; para edifícios auxiliares; para instalações internas, adimensional;

C_{eq} é o custo de compra do equipamento, em R\$.

Tabela 3 - Parâmetros para cálculo dos fluxos monetários externos

Parâmetro	Unidade	Valor	Referência
Cotação	R\$/ \$	3,13	BANCO CENTRAL DO BRASIL (2017)
HO	h/ano	8030	-
i	% a.a.	7	BANCO NACIONAL DO DESENVOLVIMENTO (2017)
u	ano	20	-
ρ_{comb}	kg/m ³	0,7	-
T _{VGN}	R\$/m ³	2,205713	COMPANHIA DE GÁS DE MINAS GERAIS (2017)
T _{FGN}	R\$/h	216,8785	COMPANHIA DE GÁS DE MINAS GERAIS (2017)
T _{VA}	R\$/m ³	0,3841	COPASA (2017)
F _{O&M}	%	6	-
C _{inst}	-	1,534	Ulrich e Vasudevan (2004)
C _{ind}	-	1,25	BOE (2018)

Fonte: Elaborado pelo autor.

Neste método são definidos os valores dos parâmetros principais de cada equipamento, no qual são verificados em uma curva de custo de investimento por parâmetro. Para os equipamentos que trabalham com energia mecânica e elétrica (turbina, compressor de baixa pressão, compressor de alta pressão, bomba 1 e gerador) é requerida a potência bruta para cálculo. Para os trocadores de calor sem mistura (pré-resfriador, pós-resfriador 1 e 2, recuperador e resfriador a ar) é solicitada a área superficial. Para os componentes em que os fluxos se misturam ou se dividem de forma direta (misturadores 1 e 2, separadores 1 e 2, atemperador e distribuidor) selecionaram-se a altura e o diâmetro, calculados conforme metodologia apresentada por Wankat (2012) para tambores verticais conforme as equações (60) a (61). Estas equações levam em consideração o volume máximo para a troca entre fluidos iguais, mesmo que em fases diferentes. Para o saturador de gás, a altura da torre (H_{sat}) é definida a partir da equação (63) e Tabela (1), no qual o cálculo do diâmetro segue a proporção apresentada pela equação (60). O custo do equipamento condensador de contato direto também é definido pela altura e diâmetro, porém calculados conforme a metodologia da Seção 4.2.

$$H_{eq} = 4 \cdot D_{eq} \quad (60)$$

$$D_{eq} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{max}}{\pi \cdot \rho_{vsat} \cdot v_{max}}} \quad (61)$$

$$v_{max} = 0,09 \cdot \sqrt{\frac{\rho_{lsat} - \rho_{vsat}}{\rho_{vsat}}} \quad (62)$$

$$H_{sat} = HETP \cdot NB \quad (63)$$

Em que:

H_{eq} é a altura do equipamento, em m;

D_{eq} é o diâmetro do equipamento, em m;

\dot{m}_{max} é a maior vazão mássica a ser introduzida no equipamento, em kg/s;

ρ_{vsat} é a densidade do vapor saturado na pressão do fluido, em kg/m³;

ρ_{lsat} é a densidade do líquido saturado na pressão do fluido, em kg/m³;

v_{max} é a velocidade máxima permitida no equipamento, em m/s;

$HETP$ é a altura equivalente ao prato teórico (do inglês, *Height Equivalent to a Theoretical Plate*), definido como máximo de 1,2 m por Wankat (2012).

4.4 Análise paramétrica para ponto de projeto

Depois de concluída a modelagem inicial do ciclo de ar úmido com turbina a gás e do condensador de contato direto, torna-se possível analisar as influências das variáveis de entradas distintas no comportamento do sistema visando obter o melhor dimensionamento no ponto de projeto. Assim, a análise paramétrica para o ponto de projeto dividiu-se em duas etapas: a de melhoria do ciclo de ar úmido e do condensador de contato direto. Na primeira, variaram-se os parâmetros referentes aos trocadores de calor, a razão de pressão do ciclo e a temperatura da entrada da turbina (T_{ET}). Na segunda, alterou-se o diâmetro da coluna, os tipos de enchimentos (materiais e diâmetros) e a razão de líquido-gás.

4.4.1 Parâmetros do ciclo de ar úmido

Inicialmente teve-se como foco a análise dos trocadores de calor: pré-resfriador; pós-resfriador 1; pós-resfriador 2 e recuperador. Foi definido como método de cálculo a variação da temperatura de saída de gás do trocador de calor e a temperatura de *pinch* máxima. Os valores foram alterados de tal forma que não ultrapassassem o limite 85% de efetividade sugerida por Orts-Gonzalez, Zachos e Brighenti (2019) de acordo com sua análise em trocadores de calor mediante a degradação. Ademais, foi considerada como critério a melhoria dos parâmetros de eficiência térmica do ciclo potência líquida do ciclo. Dentre os trocadores de calor citados, o recuperador utilizou apenas o método de variação da temperatura de saída quente de gás para projeto. Esta proposição foi feita devido ao mesmo ser um trocador de calor entre correntes gasosas que tem como objetivo aproveitar a energia proveniente da saída da turbina a gás, em que o método de variação da temperatura máxima de *pinch* apenas iria limitar o aproveitamento de energia no ciclo. O resfriador a ar, diferente dos outros trocadores de calor, tem como objetivo a utilização de uma corrente de ar para resfriar o fluxo de água levemente aquecida. Portanto, a temperatura de interesse na sua análise é a de saída do líquido. Neste trocador também não houve a necessidade da variação da temperatura máxima de *pinch*, como o fluxo de ar é individualizado para resfriamento o valor requisitado para o mesmo é o de operação, e sua temperatura na saída de gás é apenas uma consequência. As faixas de variações da temperatura máxima de *pinch* e de saída quente de gás dos trocadores de calor são apresentadas na Tabela (4).

Tabela 4 - Variações dos parâmetros dos trocadores de calor

Equipamento	Variação da temperatura máxima de <i>pinch</i> (°C)	Variação da temperatura da saída de ar e/ou gás (°C)
Pré-resfriador	35-105	50-80
Pós-resfriador 1	110-190	90-130
Pós-resfriador 2	80-120	80-100
Recuperador	-	185-210
Resfriador a ar	-	24-30*

*Variação da temperatura da saída de líquido, em °C.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Mediante aos limites apresentados, definiu-se um incremento de 10°C para a

temperatura máxima de *pinch* e de 5°C na temperatura de saída quente de gás, exceto no resfriador a ar que tem a temperatura na saída de líquido variado em valores de 1°C.

Foram verificados os pontos máximos de operação, a fim de identificar a faixa de operação limite do sistema sem que haja danos estruturais ou de funcionamento. Conforme consultado na literatura, parâmetros como a temperatura na entrada da turbina e a razão de pressão do ciclo são os que exercem maior influência no modelo do ciclo de ar úmido com turbina a gás. Em análise preliminar notou-se que a faixa de operação limite para a temperatura da entrada da turbina compreende-se entre 900°C e 1400°C, o que está em conformidade com valores encontrados na literatura. Desta forma, definiu-se o mesmo intervalo analisando 5 pontos com diferença de 100°C a fim de se escolher o ponto ótimo. De forma análoga, a razão de pressão de operação do ciclo foi definida dentro de um intervalo de 30 a 60, pensando em um sistema robusto de geração, considerando intervalos com a adição de 5 com relação ao ponto anterior. De forma à auxiliar a análise de desempenho do ciclo e otimização, serão geradas curvas de desempenho dos indicadores em função da razão de pressão do ciclo e da temperatura na entrada da turbina: trabalho líquido específico; eficiência térmica (1ª lei) do ciclo; eficiência exergética (2ª lei) do ciclo e consumo exergético unitário do ciclo.

4.4.2 Parâmetros do condensador de contato direto

A eficiência do processo de condensação na torre depende de vários fatores, entre eles a carga da coluna e a distribuição do líquido. Estes dois parâmetros de projeto estão correlacionados com o diâmetro da coluna e a área interfacial de contato.

Em um determinado momento dentro da coluna, a quantidade de líquido presente é chamada de retenção (ou *holdup*, em inglês) que representa a quantidade necessária para a circulação do líquido por gravidade em relação ao gás emergente. A retenção aumenta proporcionalmente com a vazão mássica de líquido até o ponto de carga (carga da coluna), que representa o início do acúmulo de líquido nos interstícios da coluna, provocando uma queda acentuada de pressão no leito. Após a queda de pressão, os vazios são completamente preenchidos encontra-se no estado de inundação e começa a borbulhar e aumenta a queda de pressão abruptamente, dificultando uma operação estável.

Dentre as faixas de diâmetro e altura de uma coluna de enchimento, a relação de comprimento para diâmetro é um parâmetro que relaciona a melhora do processo de transferência de calor e massa, com uma retenção de líquido elevada de operação e sem

ultrapassar o ponto de carga. Segundo Eigenberger, *Verfahrenstechnik e Stuttgart* (1992) é aconselhável que a razão de comprimento para diâmetro esteja próxima da unidade, variando no máximo até 3. Wankat (2012) por sua vez define em 4 o limite aceitável de comprimento para diâmetro. Porém, com vazões de líquido elevadas a retenção será elevada e há uma melhora na distribuição do líquido, podendo fazer com que esta relação de comprimento para diâmetro aumente.

Outro aspecto para análise do ponto de vista construtivo da torre é a seleção do material e diâmetro do recheio (enchimento), uma vez que sua variação está relacionada diretamente à área interfacial dos mesmos. Na Tabela (5) as áreas interfaciais do enchimento são estabelecidas por Treybal (1980) para materiais cerâmicos, metálicos com parede de 0,8 mm e metálicos de 1,6 mm para os diâmetros de: 12,7 mm; 25,4 mm; 38,1 mm e 50,8 mm. Segundo Azevedo e Alves (2013) os materiais cerâmicos tem paredes mais espessas que os metálicos. Porém, é válido notar que os valores são referentes a partículas discretas, podendo haver alterações de acordo com o empacotamento do enchimento na coluna. Azevedo e Alves (2013) e Wang, Yuan e Yu (2005) explicam que uma vez que a geometria é bem definida e a área do enchimento é conhecida, é acordado na literatura que a área específica interfacial é estipulada como a própria área do enchimento.

Tabela 5 - Características dos recheios do tipo anéis de *Raschig*

Anéis de Raschig	Dimensão	Área superficial interfacial (a_{it})
Tipo	mm	m ² /m ³
Cerâmico	12,7	364
	25,4	190
	38,1	125
	50,8	92
Metal 0,8mm	12,7	420
	25,4	206
	38,1	152
	50,8	118
Metal 1,6mm	12,7	387
	25,4	186
	38,1	135
	50,8	103

Fonte: Adaptado de Treybal (1980).

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados e analisados os resultados obtidos neste trabalho. Na primeira seção apresenta-se o estudo referente ao ciclo de ar úmido, avaliando os parâmetros de impacto dos trocadores de calor e do ciclo de uma forma geral, com objetivo de selecionar o ponto ótimo de projeto. Após, realiza-se a discussão sobre a pesquisa do condensador de contato direto visando a especificação do enchimento apropriado e variáveis operacionais. Por último, o ciclo é avaliado conforme a termoeconomia na configuração escolhida de projeto.

5.1 Ciclo de ar úmido com turbina a gás

Observou-se no trocador de calor pré-resfriador que a diminuição da temperatura de saída de ar tem um aspecto positivo relacionado à potência líquida do ciclo. Isto se deve pelo ar entrar mais frio no compressor de alta pressão, e conseqüentemente, com um valor inferior de entalpia. Considerando que o fluxo de entrada não é alterado, será requerida uma menor potência no compressor de alta pressão, diminuindo assim a potência gerada no ciclo. Outro aspecto a ser observado foi que a elevação da temperatura de *pinch* tem uma influência negativa na eficiência térmica do ciclo, por que uma vez que as diferenças de temperaturas da corrente de ar em relação à corrente de água aumentam há um decaimento na sua efetividade de troca de calor. Porém, ao elevar este número a temperatura de água da saída aumenta, o que é benéfico ao ciclo, uma vez que este fluxo irá se unir com o de saída dos outros trocadores de calor para adentrar ao saturador de gás. Desta forma, foi definido para o pré-resfriador o valor de 105 °C para a variação da temperatura máxima de *pinch*, e de 50 °C para a temperatura de saída do gás.

No trocador de calor pós-resfriador 1 o decréscimo na temperatura da saída de ar resultou em um aumento na eficiência térmica e potência líquida do ciclo. Quanto menor a temperatura na saída deste equipamento, melhor a absorção de líquido no ar no processo de saturação, em que o fluido pressurizado trocará uma maior quantidade de energia na forma de calor e massa com o líquido aquecido de entrada no saturador de ar. Porém, a temperatura na saída de ar teve como escolha um valor que representa aproximadamente de 30°C a 40°C menor que o da entrada de água do saturador de gás, dependendo da operação do ciclo. Esta escolha se deve pela melhor absorção das frações molares de água no ar, sem que o limite de umidade entre as fases seja ultrapassado. Ademais, a diminuição da temperatura máxima de *pinch* no pós-resfriador 1 também proporcionou uma melhora na eficiência e potência líquida

do ciclo, uma vez que há uma menor aproximação entre as correntes de fase gasosa e líquida, fazendo com que haja um aumento da transferência de calor sensível do fluido para a água. Assim, a temperatura na saída de ar no pós-resfriador 1 foi definida como 100°C, e a variação da temperatura máxima de *pinch* em 110°C, que são os menores valores cabíveis para operação.

O trocador de calor pós-resfriador 2 teve sua temperatura na saída de exaustão selecionada de tal forma que o condensador de contato direto possa absorver uma maior quantidade da água presente no gás de exaustão, sem que a efetividade do trocador seja comprometida. Em junção com a seleção da temperatura máxima de *pinch*, em que de forma análoga aos outros trocadores, a diminuição da temperatura da saída de gás de exaustão promove uma melhora na eficiência térmica e potência líquida do ciclo. A temperatura de saída do gás de exaustão foi definida em 80°C, enquanto a temperatura máxima de *pinch* selecionada como 90°C. Estes valores em conjunto propiciaram que a água de saída do trocador tivesse uma temperatura menor com objetivo de controlar a temperatura do fluxo de entrada no saturador de ar.

No recuperador foi constatado que quanto menor a temperatura de saída do gás, maior a eficiência térmica do ciclo e a potência líquida. Isso ocorre porque que há uma maior quantidade de calor a ser recuperado da corrente quente de saída da turbina a gás para a corrente de ar úmido na saída do recuperador. O ar úmido recebe um aporte de energia na forma de calor que aumenta a temperatura e entalpia do fluxo a ser introduzido na câmara de combustão e conseqüentemente na turbina. Para uma temperatura na entrada da turbina fixa há uma menor demanda de combustível, fazendo com que o insumo do ciclo diminua e que a eficiência do ciclo aumente. Portanto, a temperatura na saída de gás do recuperador foi estabelecida em 185°C.

O resfriador a ar foi o trocador de calor com a menor variação da temperatura na saída, desta vez de líquido, em relação aos outros trocadores. Por ser o componente que faz o resfriamento do circuito interno de água do ciclo, é um trocador mais robusto no qual o acréscimo de temperatura ditava a diminuição da vazão mássica de ar que seria introduzido pra resfriamento. Isto se deve pelo fato de que a entrada do líquido no resfriador a ar estava fixa em 45°C pelo atemperador, portanto para a realização de uma troca de calor com maiores diferenças de temperaturas, foi necessária uma maior vazão mássica de ar para resfriamento e por conseqüência uma maior área de troca de calor. No entanto, quanto menor a temperatura de saída do líquido, menor será a água de retorno para o ciclo, levando em consideração que o condensador de contato direto tem uma variação fixa de 5°C. Vale ressaltar que à uma

temperatura inferior de líquido a troca de calor no condensador de contato direto se faz de forma mais efetiva. Desta forma, a temperatura da saída do líquido foi estabelecida em 26 °C, valor este que favorece a eficiência do ciclo por retornar um fluxo com menor temperatura e melhorar a condensação, sem ultrapassar os limites de área superficial dos equipamentos usuais de trocadores de calor apresentados por Ulrich and Vasudevan (2004). A Tabela (6) demonstra o resumo das temperaturas máximas de *pinch* e da saída de ar e/ou gás dos trocadores de calor do ciclo.

Tabela 6 – Resumo da otimização nos trocadores de calor

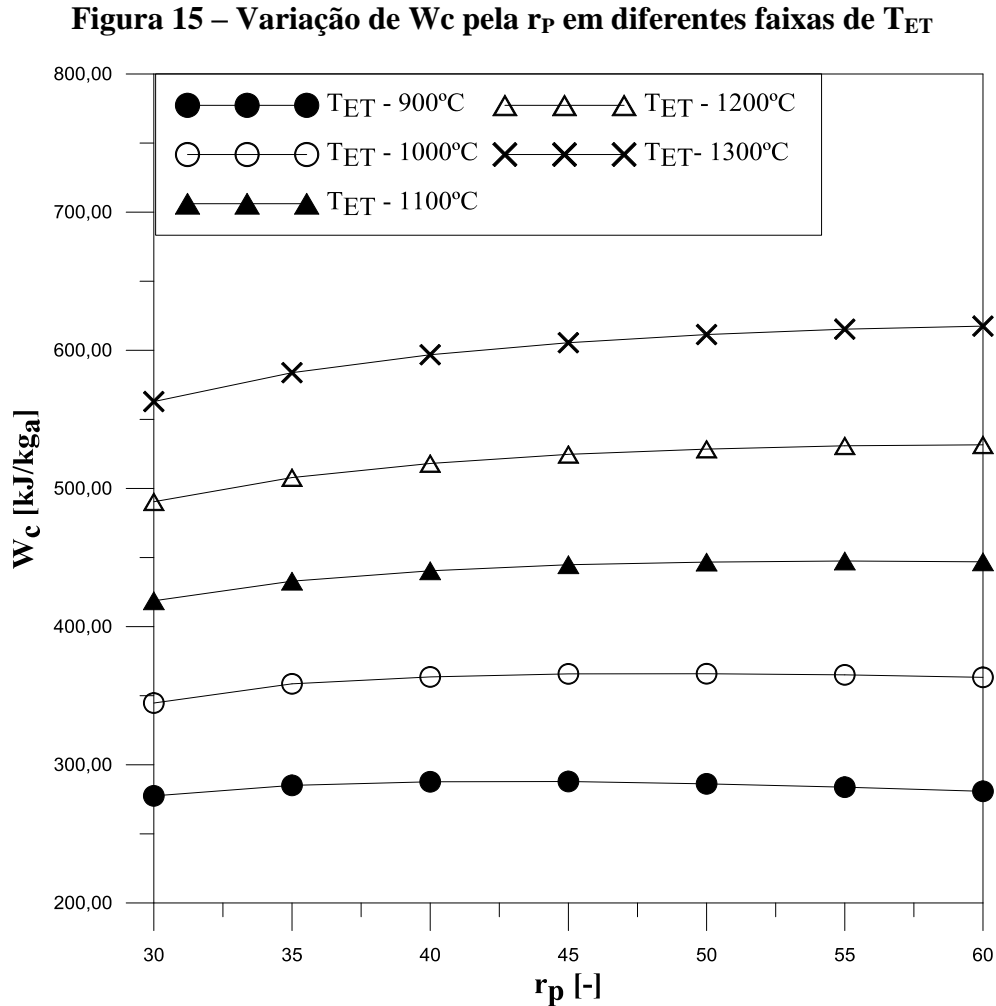
Equipamento	Temperatura máxima de pinch (°C)	Temperatura da saída de ar e/ou gás (°C)
Pré-resfriador	105	50
Pós-resfriador 1	110	100
Pós-resfriador 2	90	80
Recuperador	-	185
Resfriador a ar	-	26*

*Variação da temperatura da saída de líquido, em °C.

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura (16) apresenta o gráfico de trabalho específico (W_c) pela razão de pressão do ciclo (r_p), gerado a partir da equação (3) referente à potência líquida do ciclo (\dot{W}_{liq}) dividido pela vazão mássica de ar (\dot{m}_g), no qual a temperatura da entrada da turbina (T_{ET}) foi variada entre 900°C a 1300°C. Observa-se primeiramente que o acréscimo na temperatura da entrada da turbina promove uma elevação no trabalho específico de 50% à 54% nos limites. Isto se deve pela maior quantidade de energia do fluido na forma de entalpia específica na entrada da turbina, possibilitando maior capacidade de gerar energia por unidade de massa de ar. De forma análoga, com a pressão na saída da turbina fixada no valor padrão atmosférico (101,325 kPa), o maior valor da razão de pressão do ciclo inicialmente colabora para o aumento do trabalho específico do ciclo. Esta ascensão demonstrou-se mais evidente na faixa de temperatura entre 1100°C e 1300°C, onde o fluido possui maior energia para gerar trabalho por unidade de massa de ar. Porém, com as temperaturas de 900°C e 1000°C há um crescimento do trabalho específico até uma razão de pressão intermediária de 45, e depois percebe-se um decaimento. Em baixas temperaturas, há crescimento no consumo de potência tanto nos compressores e principalmente na bomba com o aumento da razão de pressão. Dessa

forma, o aumento de potência consumida se mostra superior em relação ao ganho do trabalho gerado na turbina.

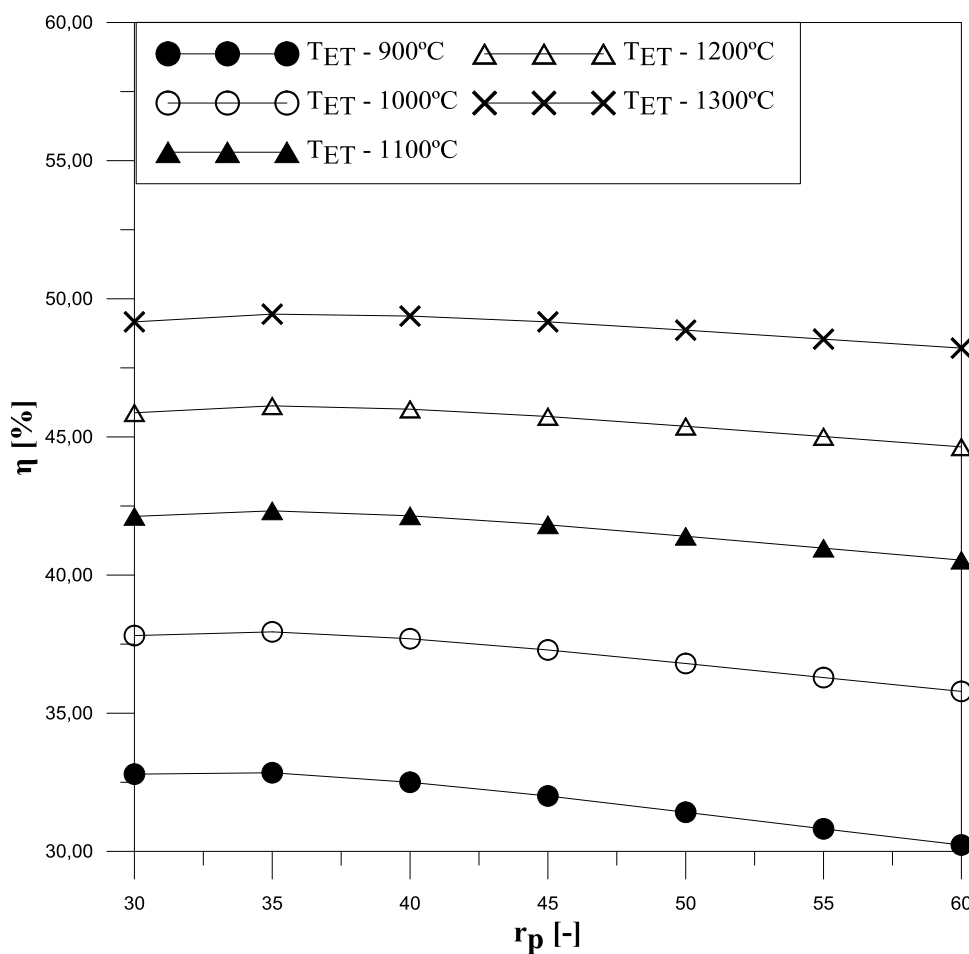


Fonte: Elaborado pelo autor.

A eficiência térmica do ciclo (η) apresentou um comportamento crescente na faixa de 30 a 35 de razão de pressão do ciclo (r_p) em todas as variações da temperatura na entrada da turbina (T_{ET}), conforme demonstrado na Figura (16). Nestes pontos, o aumento da potência líquida (\dot{W}_{liq}) do ciclo faz-se de forma superior ao consumo de combustível para a geração de calor (\dot{Q}_{comb}) para o ciclo na câmara de combustão. Após a razão de pressão em 35, há um leve decaimento da eficiência energética do ciclo, uma vez que os equipamentos que consomem potência no ciclo (CBP, CAP, CAR e B1) trabalham com fluidos em pressões maiores. Mesmo com a maior potência gerada na turbina, a potência líquida do ciclo tem seu valor decrescido e conseqüentemente a eficiência térmica. É notado também que o aporte de temperatura na entrada da turbina resultou em um aumento de 16 pontos percentuais na razão

de pressão de 35. Em valores altos de temperatura da entrada da turbina a diferença de entalpia na entrada e saída da turbina é maior, gerando-se maior potência no ciclo. Ademais, há um maior aproveitamento de energia no componente recuperador do ciclo, fazendo com que o consumo de combustível no ciclo diminuísse e reduzisse o calor de entrada do ciclo, aumentando assim a eficiência.

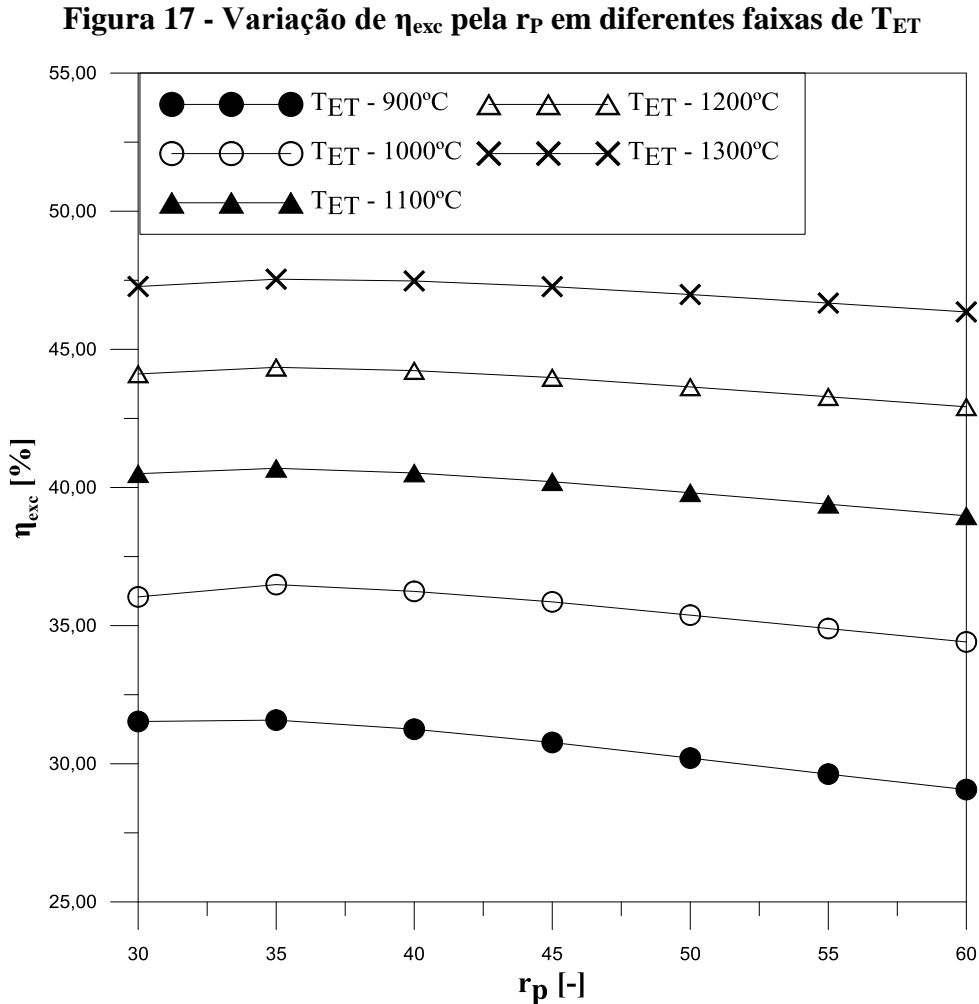
Figura 16- Variação de η pela r_p em diferentes faixas de T_{ET}



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura (17) representa o gráfico de eficiência exérgica (η_{ex}) pela razão de pressão (r_p) gerado a partir da equação (21) com variação da temperatura na entrada da turbina (T_{ET}) entre 900°C a 1300°C. De forma análoga à eficiência energética, é possível perceber um decréscimo da eficiência exérgica com o aumento da razão de pressão a partir da razão de pressão em 35. Essa queda está relacionada ao crescimento da potência requerida nos compressores e bomba. Consta-se também que o aumento da temperatura na entrada da turbina proporciona um crescimento na eficiência exérgica do ciclo. A exergia como medida

de avaliação da maior capacidade de gerar trabalho em um ciclo tem um maior desequilíbrio em relação ao estado morto em temperaturas elevadas, podendo gerar uma variação de 16% da eficiência exergética da menor para a maior temperatura na razão de pressão de 35.

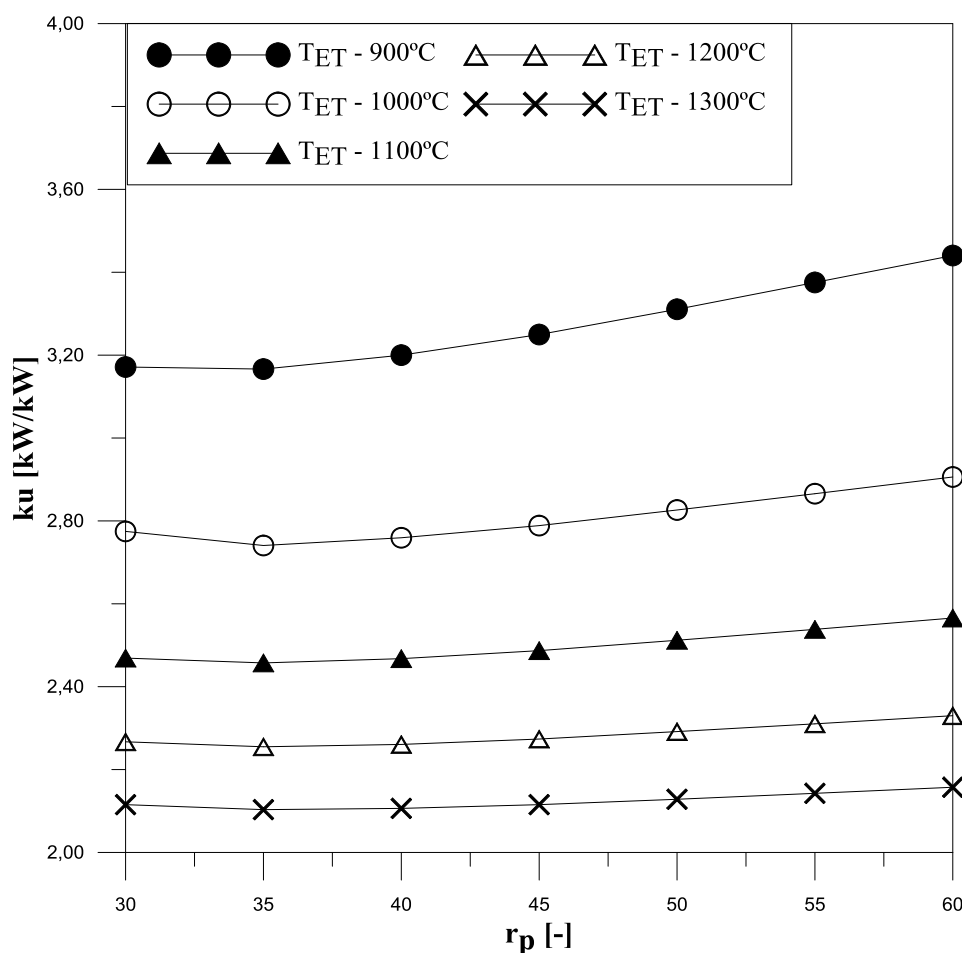


Fonte: Elaborado pelo autor.

O gráfico representado na Figura (18) relaciona o consumo exergético unitário do ciclo (ku_c) e a razão de pressão (r_p) gerado a partir da equação (22) onde a temperatura na entrada da turbina (T_{ET}) foi variada entre 900°C a 1300°C . Nesse caso, percebe-se em todas as faixas de temperatura uma queda inicial do custo que está relacionada a um uso mais eficiente da exergia disponível no ciclo para realização de trabalho. Porém, ao analisar em razões acima de 35, foi observado um aumento do custo exergético unitário de acordo com o incremento da razão pressão principalmente na faixa de 900°C a 1100°C . É preciso um custo exergético unitário mais elevado nesta faixa, pois será necessária a inserção de mais combustível no sistema para realização do trabalho, pois em temperaturas baixas tem-se

menor exergia específica disponível no fluido de trabalho. Além disso, mesmo em temperaturas elevadas o aumento do consumo exergético está relacionado ao aumento das potências requeridas nos compressores e bomba em pressões mais elevadas com aumento da entropia do sistema. É importante ainda ressaltar que o consumo exergético unitário não sofre grandes elevações nas faixas de temperaturas mais altas, pois se tem maior quantidade de exergia sendo readmitida na câmara de combustão obtida pelo recuperador.

Figura 18 - Variação de k_{uc} pela r_p em diferentes faixas de T_{ET}



Fonte: Elaborado pelo autor.

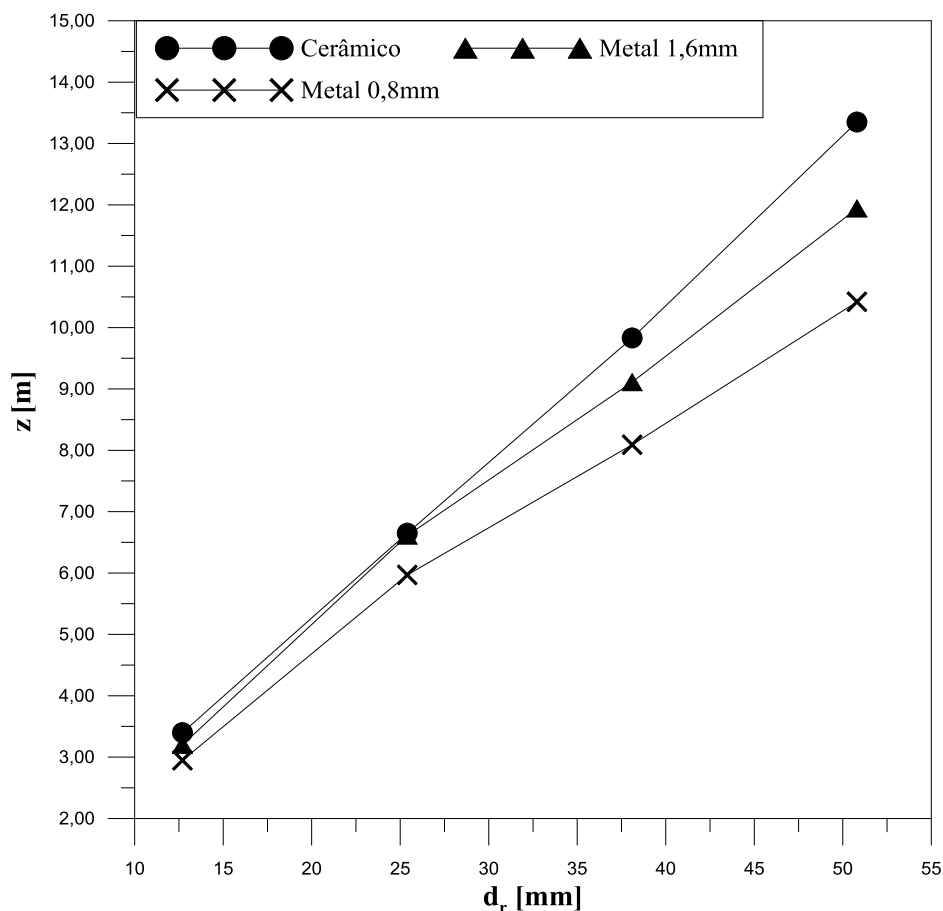
A partir da avaliação dos gráficos das Figuras (15) a (18) é possível estabelecer o ponto de projeto do ciclo de ar úmido. Conclui-se que a uma razão de pressão (r_p) de 35 e a temperatura da entrada da turbina (T_{ET}) de 1300°C o ciclo apresentou os melhores resultados, dentre os limites predefinidos. Nas condições de projeto estabelecidas o ciclo apresenta um trabalho específico de $583,78 \text{ kJ/kg}_a$, eficiência energética do ciclo de $49,45\%$, uma eficiência exergética do ciclo de $47,54\%$ e um consumo exergético unitário do ciclo de $2,49 \text{ kW/kW}$.

5.2 Condensador de contato direto

Com o objetivo de especificar um condensador de contato direto que promova uma melhor recuperação de água para o ciclo, este equipamento foi analisado em relação aos recheios do enchimento da torre, sendo eles: cerâmicos; metal com 0,8 mm de espessura da parede e metal com 1,6 mm de espessura da parede. Estes materiais foram variados conforme o diâmetro do próprio enchimento, conforme Tabela (5) e os coeficientes α e γ , conforme Tabela (2).

A Figura (19) demonstra o gráfico da altura da coluna (z) pelo diâmetro dos recheios (d_r) para os diferentes tipos de materiais. Os enchimentos cerâmicos têm paredes mais espessas que os metálicos, contendo menos espaços livres e dificultando a movimentação do gás pelos interstícios entre as peças adjacentes e os vazios internos do próprio enchimento. Portanto, para a mesma realização da troca de calor e massa, é necessária uma altura 10,82% maior do material cerâmico em relação ao metálico de 1,6 mm de espessura, que por sua vez apresenta uma altura 10,46% superior ao de metal de 0,8 mm de espessura, avaliados no ponto máximo de discrepância (50,8 mm). Em relação ao tamanho dos recheios, foi constatado que o aumento da sua dimensão acarretará em uma elevação da altura da coluna. A altura da coluna está diretamente relacionada à dificuldade da troca efetiva de calor e massa, no qual o aumento do diâmetro do enchimento representa uma diminuição na área interfacial de troca de calor e, portanto, resultará em menores transferências simultâneas de calor e massa. Para os materiais cerâmicos esse aumento representa 74,63% da sua faixa, enquanto para os materiais metálicos essa elevação média de 72,83%. No diâmetro de recheio de 12,8 mm a relação de comprimento para diâmetro apresentou valores próximos a unidade, certificando que esta faixa apresenta-se ideal para colunas de enchimento. Com o aumento do diâmetro de recheio é observado um crescimento na razão de comprimento para diâmetro, podendo atingir razões de aproximadamente 7 para o material cerâmico de 50,8 mm, caracterizada pela sua altura elevada pela dificuldade de troca efetiva de calor e massa. Isto é justificado, pois em baixas razões de comprimento para diâmetro há uma melhor distribuição do líquido na coluna, em que a vazão mássica elevada de líquido faz com que este ocupe os vazios do enchimento, melhorando o contato entre líquido-interface e também entre gás-líquido. Ressalta-se que como os cálculos são baseados em valores empíricos seus resultados são garantidos para partículas discretas, podendo sofrer alterações de acordo com o modo do empacotamento.

Figura 19 - Variação de z pela d_r no condensador de contato direto

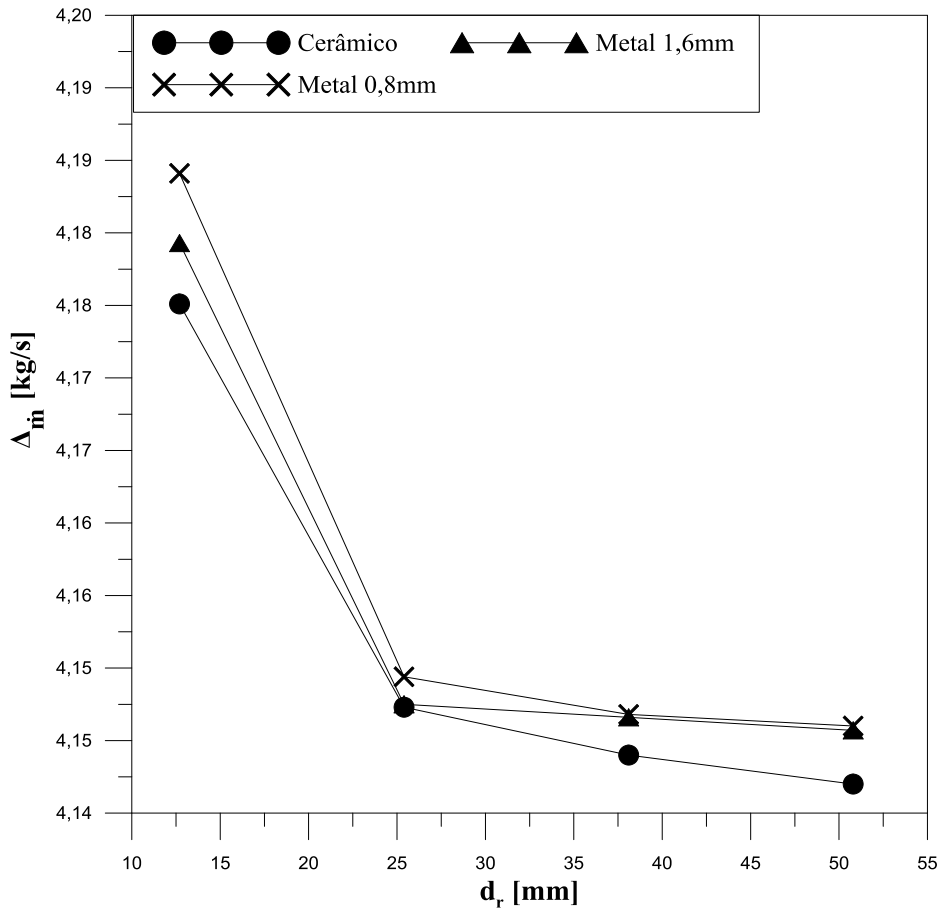


Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura (20) apresenta o gráfico da vazão mássica de líquido recuperada ($\Delta \dot{m}$) pelo diâmetro dos recheios (d_r) para os diferentes tipos de materiais. É observado que o aumento do diâmetro dos recheios acarreta na diminuição da fração mássica de líquido recuperada no condensador. Isto ocorre a princípio, pois o aumento do diâmetro dos recheios é inversamente proporcional à área interfacial e consequentemente à recuperação da vazão mássica de líquido. A diminuição na altura dá-se pelos os materiais cerâmicos, metal de 1,6 mm e metal de 0,8 mm, respectivamente. O fluido terá uma menor área de contato entre as correntes resultando em uma menor variação dos componentes químicos dentro do condensador. Na interface de troca de calor e massa, por mais que o potencial químico seja contínuo a concentração tende a variar. Portanto, há inicialmente uma transferência de calor associada a diferença de temperatura entre os fluidos e uma transferência de massa associada ao afastamento da composição em relação ao equilíbrio, ambos por convecção. Após, o processo de transferência de massa se dá por difusão molecular próximo a interface. Ambos os processos de convecção e difusão são proporcionais a área de troca na interface, portanto sua

diminuição dificulta o processo de recuperação de água. Em relação ao tipo de material, o metal apresenta uma condutividade térmica maior, fazendo com que haja uma melhoria no processo de condensação do líquido entre as fases.

Figura 20 - Variação de $\Delta \dot{m}$ pela d_r no condensador de contato direto

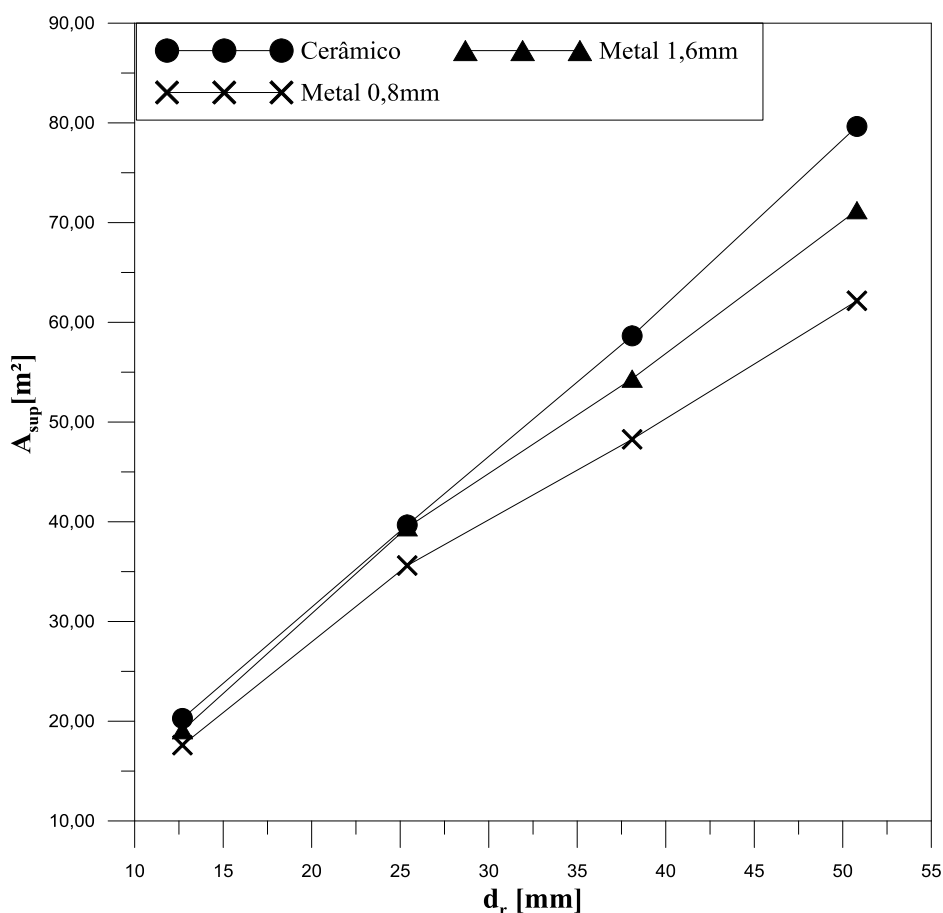


Fonte: Elaborado pelo autor

A Figura (21) apresenta o gráfico de área superficial (A_{sup}) do condensador pelo diâmetro dos recheios (d_r) para os diferentes tipos de materiais. Observa-se que o aumento do diâmetro dos recheios acarreta em uma elevação média de 73% da área superficial dos limites trabalhados no condensador. A área superficial de troca de calor leva em consideração a altura e o diâmetro da coluna. A altura da coluna está diretamente relacionada à capacidade da torre em trocar energia na forma de calor e massa de forma simultânea. Uma vez que a diferença de temperaturas do líquido no condensador é estabelecida em 5°C, quanto maior for o valor dos coeficientes de transferência de calor e massa, menor será a altura da torre necessária para executar o processo. Como explicado anteriormente, o aumento do diâmetro de enchimento está inversamente relacionado a área interfacial de troca de calor, portanto há uma menor

troca de energia na forma de calor e massa. E de forma análoga, os materiais cerâmicos apresentam paredes mais espessas do que os demais materiais, sendo necessária uma maior altura da coluna para troca efetiva de calor e massa. Este conjunto de parâmetros faz com que os materiais cerâmicos de maior diâmetro tenham a maior área superficial, enquanto o material metálico de 0,8 mm de espessura de parede atinja a menor área superficial no valor de 17,58 m² para o diâmetro de 12,7 mm de recheio.

Figura 21 - Variação de A_{sup} pela d_r no condensador de contato direto



Fonte: Elaborado pelo autor.

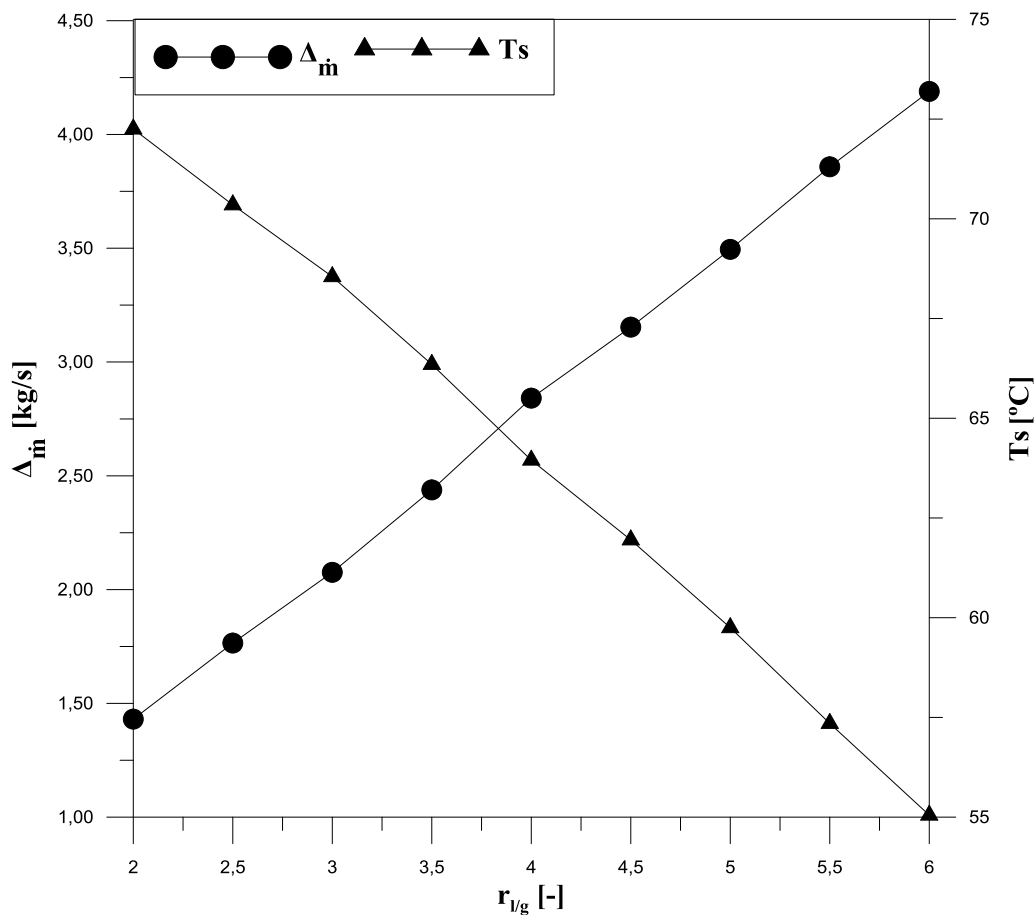
Portanto, foi selecionado o *Raschig Rings* metálico de 0,8 mm de espessura e diâmetro de 12,7 mm como recheio da coluna de enchimento por apresentar a maior recuperação de vazão mássica do ciclo (4,1891 kg/s), menor altura da torre (2,95 m) e conseqüentemente menor área superficial (17,58 m²). Neste ponto, a relação de comprimento para diâmetro é de aproximadamente 1,5, valor este na faixa dos estudos atuais para colunas de enchimento por facilitarem a distribuição da alta vazão de líquido na coluna e, conseqüentemente, melhorando o processo de troca de calor e massa. Do ponto de vista estrutural, os enchimentos metálicos

também têm como vantagem serem mecanicamente mais resistentes e leves se comparados com os anéis cerâmicos, devido as possíveis fraturas devido às diferenças de expansão térmica entre a carcaça metálica e o material cerâmico.

O ciclo de ar úmido necessita de uma quantidade elevada de líquido no circuito interno do sistema, para resfriamento dos componentes e melhoria da sua eficiência. Como o equipamento de condensador de contato direto do ciclo situa-se no final do ciclo, é possível que toda a água do ciclo passe por ele ou que apenas uma parcela seja destinada para o processo de condensação e o restante retorna diretamente para o ciclo. Avaliou-se a influência da razão de líquido-gás nos equipamentos com objetivo de analisar a influência dos mesmos.

A Figura (22) apresenta o gráfico da variação mássica de líquido $\Delta \dot{m}$ recuperada e temperatura na saída do condensador (T_s) em função da razão de líquido-gás ($r_{l/g}$) na entrada do condensador.

Figura 22 - Variação de $\Delta \dot{m}$ e T_s pela pela $r_{l/g}$ no condensador de contato direto



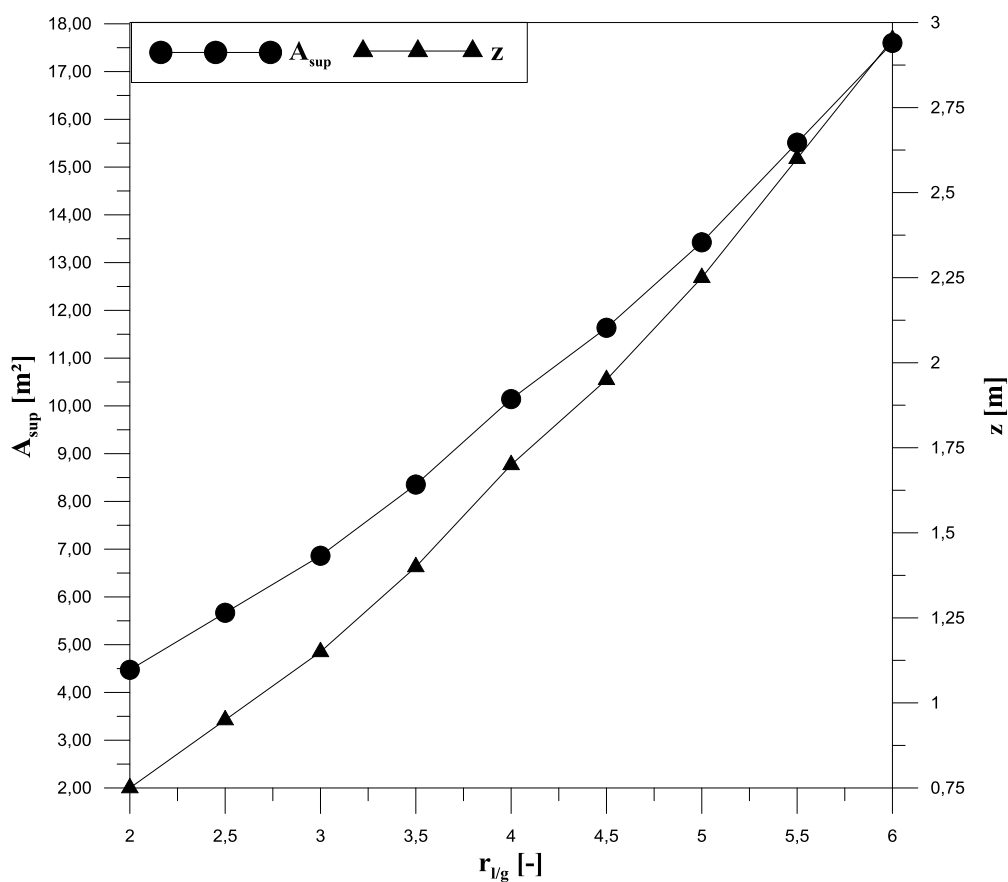
Fonte: Elaborado pelo autor.

Observa-se que a diminuição da razão de líquido-gás na torre tem um aspecto negativo

na vazão mássica de líquido recuperada em aproximadamente 66% na faixa estudada, e apresenta um aspecto positivo na temperatura de saída de gás da torre em 17°C. Com uma menor quantidade de água sendo introduzida no condensador, há uma diminuição na taxa de transferência de calor e massa seja por convecção ou por difusão molecular. Isto ocorre, pois as forças motrizes de transferência de calor e massa estão relacionadas a menores diferenças de temperatura e de concentrações, respectivamente. Como o equipamento trabalha com uma temperatura na entrada de gás (80°C) e variação da temperatura de entrada e saída de líquido (5°C) constante, a diminuição na taxa de transferência de calor do ciclo resulta em um aumento da temperatura de saída do gás. Desta forma, o gás será exaurido na atmosfera com uma temperatura elevada sendo assim prejudicial para o ambiente. Do mesmo modo, haverá uma menor recuperação da vazão mássica de líquido, fazendo com que sua geração seja menor do que a requisição para o funcionamento do ciclo, gerando um déficit de água.

A Figura (23) apresenta o gráfico da área superficial (A_{sup}) da coluna de enchimento e altura da coluna (z) em função da razão de líquido-gás ($r_{l/g}$) na entrada no condensador.

Figura 23 - Variação de A_{sup} e z pela pela $r_{l/g}$ no condensador de contato direto



Fonte: Elaborado pelo autor.

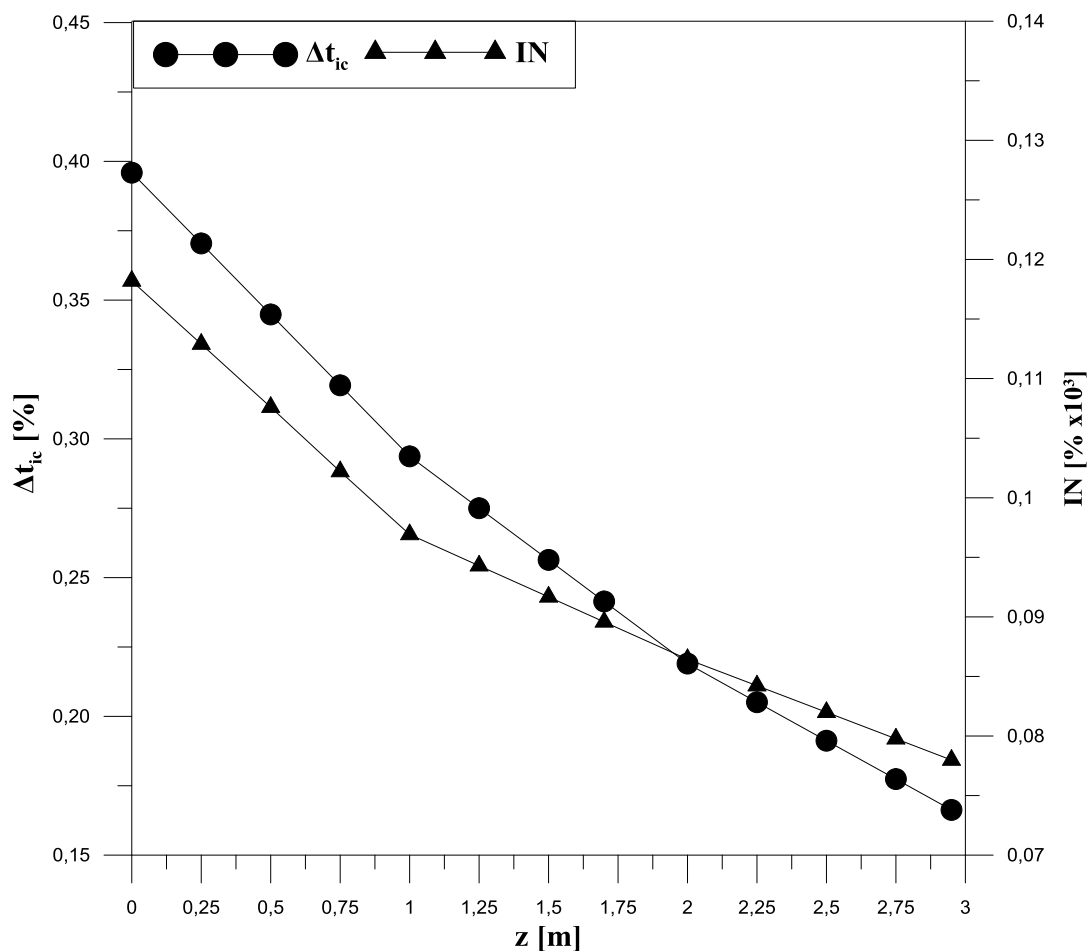
O aumento da razão líquido-gás do ciclo acarreta um aumento da altura da coluna e da área superficial em 74,6%. Isto ocorre primeiramente pois com o diâmetro da coluna a variação da área superficial da coluna dá-se excepcionalmente pela altura da coluna. Como este parâmetro está relacionado com o grau de separação desejado no equipamento, o aumento na quantidade de líquido irá exigir uma altura maior para que a separação ocorra de forma mais efetiva. Do ponto de vista estrutural, quanto maior a quantidade de fluidos que trocam energia na forma de calor e massa simultaneamente dentro do equipamento, maior será a área necessária para o suprimento desta operação. À medida que a vazão mássica de líquido aumenta, há uma maior retenção e conseqüentemente uma melhor distribuição de líquido até que atinge um máximo, se estabilizando sem atingir o ponto de carga. Pelos motivos acima citados definiu-se a razão de líquido-água em 6.

5.2.1 *Análise diferencial na torre*

A realização de uma análise diferencial no condensador de contato direto possibilita avaliar diferentes propriedades e como os fluxos interagem entre si ao decorrer do processo de condensação e recuperação de água. Nas análises anteriores, percebe-se que no ponto de maior aproveitamento do sistema a torre apresenta uma altura característica de 2,95 m. Desta forma, foram avaliados 13 pontos dentro da torre, com o fim de uma análise que promova um melhor entendimento sobre a influência da altura da torre nos parâmetros de interesse.

Os primeiros parâmetros a serem analisados são os de conferência, que têm como objetivo avaliar se o modelo está respondendo de forma adequada. Na Figura (24) apresenta-se o gráfico da variação da temperatura interfacial de conferência (Δt_{ic}) e o critério de índice de neblina (IN) em função da altura da torre. O índice de neblina tem em sua faixa todos os valores menores do que uma unidade, em escala reduzida, realçando que o gás se encontra superaquecido em toda a faixa de operação da coluna. Há um decaimento de aproximadamente 51,6% desde a base da coluna até o topo, justificado pela diminuição da temperatura do gás ao trocar calor com o líquido durante a torre. A variação da temperatura interfacial de conferência reflete o quão distante está a convergência dos cálculos do sistema em relação a sua iteratividade. É demonstrado no gráfico que esta variação diminui no decurso da torre na faixa entre 0,39 e 0,16 aproximadamente. Como os cálculos da torre iniciam-se da base, a diferença na temperatura interfacial de conferência é maior e vai decrescendo a partir de que o modelo tem informações mais concisas, melhorando sua convergência.

Figura 24 - Variação de Δt_{ic} e IN por z do condensador de contato direto

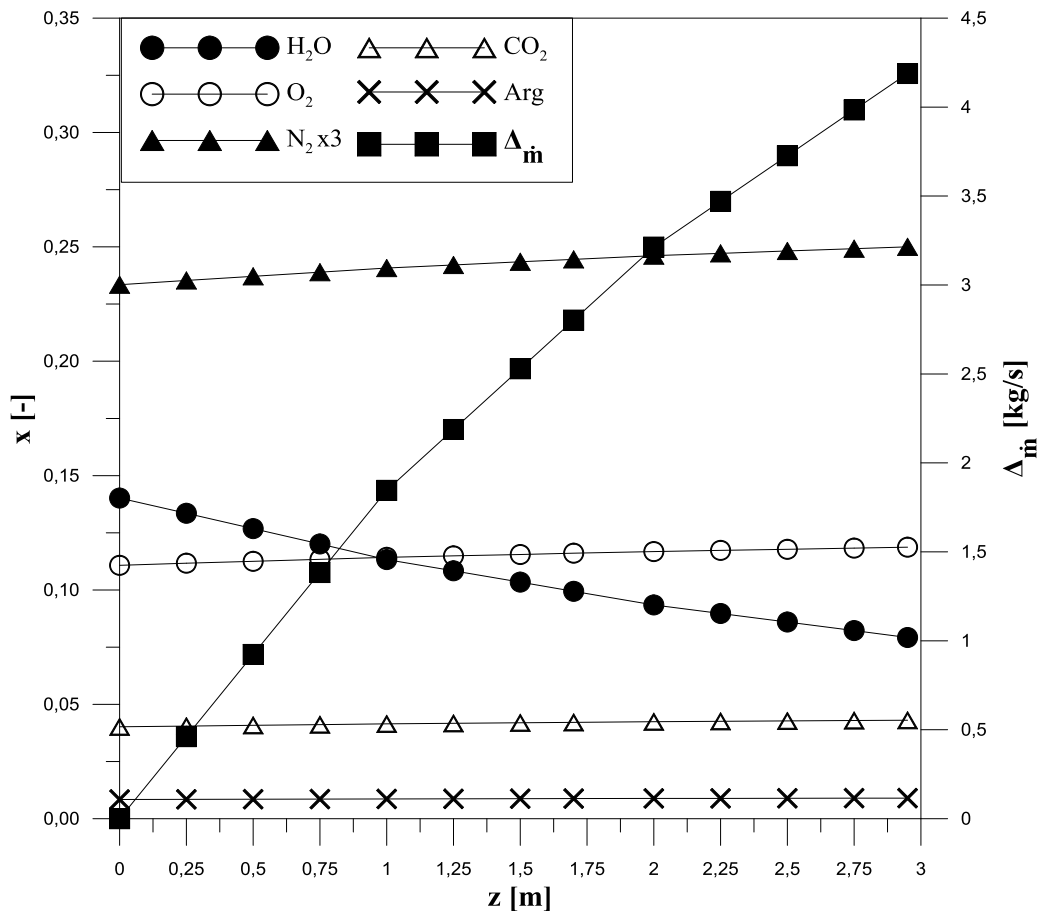


Fonte: Elaborado pelos autores.

Na Figura (25) apresenta-se o gráfico da variação das frações molares das componentes químicas de H₂O, O₂, CO₂, Ar e de N₂, apresentado em escala reduzida de 3x, em função da altura da coluna. No início da torre (z=0), os valores iniciais de concentrações do gás são os recebidos pelo modelo do ciclo de ar úmido para recuperação de água. No processo de resfriamento do gás, o líquido entra em contato direto com o gás desde a base até o topo da torre, diminuindo a temperatura. A partir disso, inicia-se o processo de condensação das frações molares de H₂O presentes do gás devido ao ar saturado no gás através do saturador de gás e da combustão do gás natural. Desta forma, há uma redução da fração molar de H₂O de 0,14 para 0,08, enquanto há um crescimento das outras componentes químicas. O acúmulo de gases inertes na interface gás-líquido leva a uma pressão parcial mais baixa do vapor d'água, diminuindo a temperatura da interface na qual ocorre a condensação e reduz a força motriz térmica. Esse fenômeno depende diretamente da fração molar dos gases não condensáveis. Portanto, como o vapor d'água condensa progressivamente ao longo da coluna,

a concentração de N_2 e CO_2 na fase gasosa restante aumenta continuamente, levando a taxas de transferência de calor significativamente mais baixas devido ao aumento da resistência na fase gasosa. Por isso, as frações molares de N_2 aumentam de 0,70 para 0,75 e CO_2 de 0,040 para 0,043. No eixo das ordenadas à direita apresentam-se os resultados da variação da vazão mássica recuperada na torre, atingindo um valor de 4,1897 kg/s no topo da coluna.

Figura 25 – Variação das composições químicas por z no condensador de contato direto

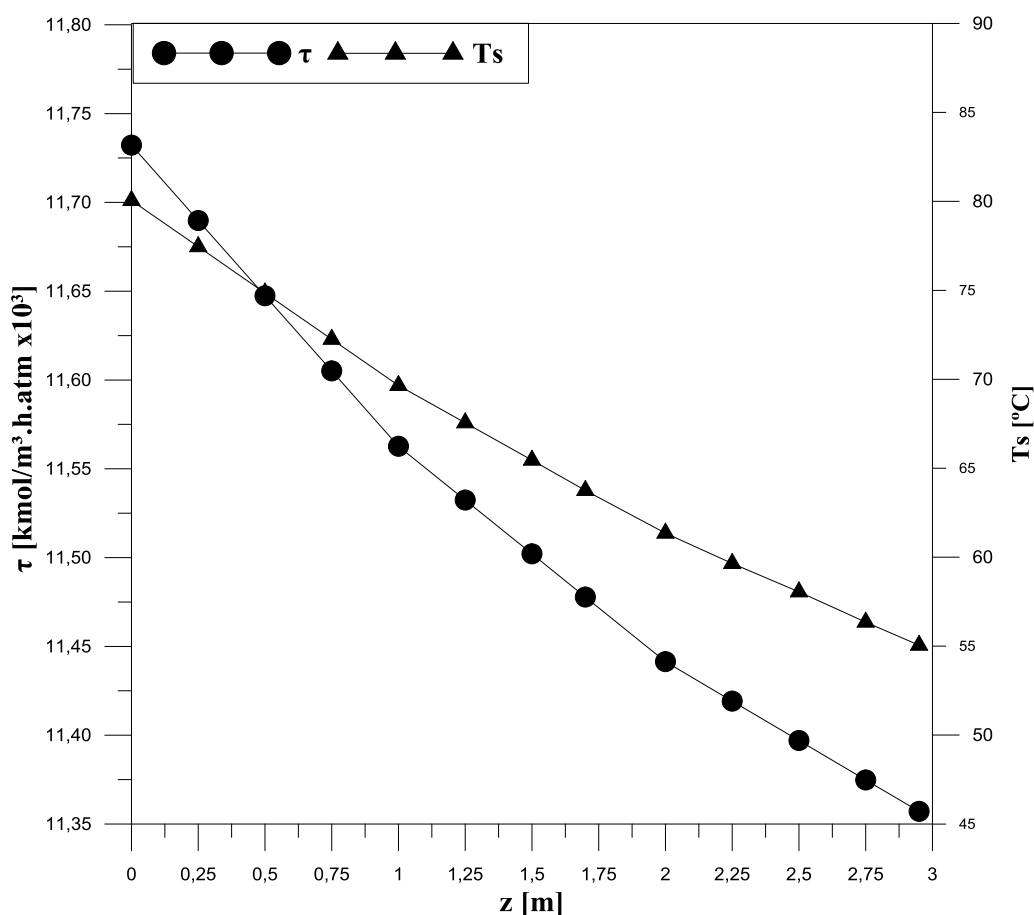


Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura (26) apresenta o gráfico do coeficiente volumétrico de transferência de massa (τ) e temperatura de saída do gás (T_s) em função da altura da torre. A temperatura de saída do gás decresce de 80 °C para 50 °C nos 2,95 m que compreende a coluna. Pelo fato dos fluidos se misturarem de forma direta, há uma força motriz referente à diferença de temperaturas maior. Portanto, como a taxa de transferência de calor por convecção se conserva, apresentando um valor elevado, a temperatura de saída tende a cair consideravelmente. Para que seja possível esta troca de calor, o líquido descendente na torre tem sua temperatura elevada até atingir a base, com a diferença de 5°C. O coeficiente volumétrico de transferência

de massa é uma função da difusividade, viscosidade e condições do fluxo. Desta forma, o decaimento da temperatura do gás tem efeito direto neste parâmetro de transferência de forma indireta (nos cálculos da difusividade) e direta, por ser inversamente proporcional ao coeficiente volumétrico de transferência de massa. A força motriz associada à transferência de massa dá-se pelo gradiente de concentrações, representado por frações molares e pressões parciais. Portanto, no decorrer da torre o fluido de gás está cada vez mais próximo do padrão atmosférico, portanto há uma menor diferença de concentrações e conseqüentemente no seu decaimento. Esta diferença na força motriz é caracterizada principalmente pela média das diferenças de pressões (p_{BM}) em que a diminuição da fração molar de H_2O presente no gás tem um aspecto positivo neste parâmetro, que por sua vez é inversamente proporcional ao coeficiente volumétrico de transferência de massa.

Figura 26 – Variação de τ e T_s por z no condensador de contato direto



Fonte: Elaborado pelo autor.

5.3 Análise no ponto de projeto

Uma vez selecionados os pontos de operação individuais do ciclo de ar úmido e do condensador de contato direto, é possível analisar o desempenho dos componentes modelados no *software Gate CycleTM* e no programa *EES*. Os dados termodinâmicos de vazão mássica, pressão, temperatura, entalpia e entropia são apresentados na Tabela (7).

Tabela 7 - Propriedades termodinâmicas do ciclo de ar úmido e CCD

Fluxo	De	Para	Vazão	Pressão	Temp	Entalpia	Entropia
			kg/s	kPa	°C	kJ/kg	kJ/kgK
S0	AR	CBP	100,00	101,00	22,00	317,55	6,8738
S1	CBP	PR	100,00	504,95	215,26	515,05	6,9231
S2	CC	T	106,02	3570,00	1300,00	2089,90	7,6884
S3	COMB	CC	2,49	172,37	15,56	818,79	5,8487
S4	T	R	106,02	102,00	501,95	1058,00	7,8464
S5	CAP	PR 1	100,00	3570,00	318,07	622,40	6,5545
S6	SEP 1	B 1	125,52	101,32	30,94	129,75	0,4497
S7	PR	CAP	100,00	504,95	50,00	345,14	6,4987
S8	PR	M 2	50,59	3570,00	110,26	464,99	1,4188
S9	R	CC	103,53	3570,00	463,64	869,60	6,8535
S10	R	PR 2	106,02	102,00	185,00	693,36	7,2435
S11	PR 1	SAT	100,00	3570,00	100,00	391,91	6,0684
S12	D	PR 1	29,61	3570,00	31,17	133,86	0,4517
S13	PR 1	M 2	29,61	3570,00	208,07	889,47	2,4036
S14	SAT	R	103,53	3570,00	126,61	497,42	6,1799
S15	SAT	V1	121,99	3570,00	108,96	459,50	1,4044
S16	M 2	SAT	125,52	3570,00	128,43	541,95	1,6149
S17	PR 2	E. GAS CCD	106,02	102,00	80,00	578,00	6,9576
S18	PR 2	M 2	45,32	3570,00	95,00	400,75	1,2478
S19	D	PR 2	45,32	3570,00	31,17	133,86	0,4517
S20	D	PR	50,59	3570,00	31,17	133,86	0,4517
S21	B 1	D	125,52	3570,00	31,17	133,86	0,4517
S22	AT	RAR	684,65	101,32	45,00	188,52	0,6386
S23	SEP 1	AT	562,66	101,32	30,94	129,75	0,4497
S24	M 1	SEP 1	688,18	101,32	30,94	129,75	0,4497
S25	S. AGUA CCD	SEP 2	689,18	101,32	31,00	130,00	0,4505
S26	RAR	E. AGUA CCD	684,65	101,32	26,00	109,10	0,3812
S27	AGUA	M 1	4,54	101,32	22,00	92,37	0,3249
S28	S. GAS CCD	EX.	101,83	102,00	55,05	459,20	6,8215
S29	SEP 2	RECUPRAÇÃO	5,1891	101,32	31,00	130,00	0,4505
S30	RAR	SAIDA DE AR	2485,77	102,00	44,00	339,88	6,9439
S31	SEP 2	M 1	683,64	101,32	31,00	130,00	0,4505
S32	AR RESF.	CAR	2485,74	101,32	22,00	317,55	6,8729
S33	V1	AT	121,99	101,32	100,00	2675,60	7,3546
S34	CAR	RAR	2485,77	102,00	22,64	318,19	6,8731

Fonte: Elaborado pelo autor.

O combustor teve a temperatura de saída definida no valor de 1300°C, e devido ao reaquecimento no recuperador do fluido comprimido – onde o mesmo obteve um ganho de aproximadamente 340°C pela transferência de calor da parte quente proveniente do gás de saída da turbina a alta temperatura, promovendo uma redução de combustível - foi necessária uma admissão de 2,49 kg/s de combustível para queima, fazendo com que a mistura recebesse um aumento de entalpia superior a 1150 kJ/kg.

O pós-resfriador 1 utilizado após o compressor de alta pressão e antes da entrada do saturador conseguiu diminuir a temperatura do fluido pós-comprimido em quase 220°C, tornando o fluido com alta pressão em condições favoráveis para formação de massa no saturador, conseguindo um aumento de 3,53 kg/s no mesmo, fluxo de massa esse proveniente da água de reposição aquecida em torno de 140°C.

A Tabela (8) apresenta o resumo dos resultados de desempenho do ciclo encontrados a partir da modelagem do ciclo proposto no *Gate CycleTM*.

Tabela 8 - Resumo dos resultados de desempenho do ciclo

Parâmetro	Resultado
Potência requerida no CBP (MW)	19,76
Potência requerida no CAP (MW)	27,69
Potência requerida no CAR (MW)	1,61
Potência requerida na bomba 1 (MW)	0,51
Potência bruta da turbina T (MW)	109,15
Perdas no gerador de energia (MW)	0,50
Potência líquida gerada (MW)	58,37
Consumo de combustível (kg/s)	2,49
Excedente de água produzido pelo ciclo (kg/s)	0,65

Fonte: Elaborado pelo autor.

O pré-resfriador utilizado após o compressor de baixa pressão e o compressor de alta pressão teve um aspecto positivo nos efeitos de potência requerida na compressão. Houve uma diminuição na temperatura do fluido em 190°C, fazendo com que a segunda compressão tenha uma potência requerida menor do que na temperatura normal. Vale ressaltar que a entalpia na entrada do compressor de alta pressão ainda é maior do que a de entrada no compressor de baixa, portanto a potência requerida no compressor de alta (27,69 MW) ainda é superior a potência requerida no compressor de baixa pressão (19,76 MW). A recuperação de água do ciclo foi superior ao consumo de água do ciclo, produzindo um excedente de água de 0,65 kg/s, água esta que poderá ser comercializada após um tratamento adequado.

5.4 Análise termoeconômica

A análise termoeconômica teve como início a obtenção das propriedades termodinâmicas do ciclo de ar úmido em junção com o condensador de contato direto, utilizando a metodologia apresentada no Capítulo 3 para o cálculo das exergias específicas de cada fluxo físico. A seguir, foram calculados os insumos e produtos de cada componente conforme detalhado na Figura (14), no qual as irreversibilidades são o resultado da subtração entre o insumo pelo produto. A eficiência exergética e o custo exergético unitário de cada equipamento foram calculados conforme as equações (30) e (29), e os fluxos monetários externos referentes a cada equipamento foram calculados conforme a metodologia da Seção 4.3.3. É importante ressaltar que as irreversibilidades do ciclo devem ser iguais à soma das irreversibilidades dos componentes do ciclo e dissipações. Alguns resultados são demonstrados na Tabela (9) a seguir.

Tabela 9 – Resultado exergético do ciclo e fluxos monetários externos

Componente	F kW	P kW	I kW	η_{ex} %	ku kW/kW	Z_m R\$/h	Z_{inv} R\$
CBP	19759	18375	1383,79	0,93	1,08	20,94	1095500,00
CAP	27686	26168	1517,70	0,95	1,06	23,56	1232437,50
T	114640	109152	5488,02	0,95	1,05	39,26	2054062,50
CC	122793	89872	32920,66	0,73	1,37	16,08	841187,50
CAR	1612	1414	198,00	0,88	1,14	4,45	232793,75
B1	514,6	439,4	75,17	0,85	1,17	3,74	195625,00
R	19964	17885	2078,61	0,90	1,12	10,47	547750,00
PR	4506	2313	2192,93	0,51	1,95	0,75	39125,00
PR1	8660	5315	3344,73	0,61	1,63	0,67	35212,50
PR2	3318	1447	1870,55	0,44	2,29	0,60	31300,00
Sat	2724	2589	134,70	0,95	1,05	14,96	782500,00
CCD	1743	310,4	1432,91	0,18	5,62	3,74	195625,00
AT	5483	1692	3791,37	0,31	3,24	1,50	78250,00
M1	4,998	2,519	2,48	0,50	1,98	2,99	156500,00
M2	2432	1489	942,79	0,61	1,63	0,45	23475,00
Sep 1	381,9	381,9	0,00	1,00	1,00	1,50	78250,00
Sep 2	387,3	387,3	0,00	1,00	1,00	1,50	78250,00
D	509,1	509,1	0,00	1,00	1,00	1,12	58687,50
RAR	2362	1980	381,27	0,84	1,19	13,46	704250,00
Ambiente	2382	2382	0,00	1,00	1,00	0,00	0,00
Gerador	109152	107950	1201,90	0,99	1,01	17,95	939000,00
Ciclo	122793	58381	64411,49	0,48	2,10	3070,00	9399781,25

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os resultados destes cálculos para cada componente são demonstrados na Tabela (9), no qual o fluxo monetário externo do ciclo leva em consideração também o fluxo monetário externo associado ao consumo de combustível (Z_{comb}) no valor de 2889 R\$/h e o fluxo monetário externo associado ao consumo de água ($Z_{\text{água}}$) no valor de 0,6366 R\$/h.

A partir da Tabela (9), percebe-se que a câmara de combustão é o componente com maior irreversibilidade do ciclo. Como o processo de combustão é realizado por reações químicas em temperaturas elevadas, há um maior nível de geração de entropia associado, no qual para que o gás natural possa fornecer a quantidade de calor necessária para o ciclo, há um desperdício associado a ineficiência da reação completa e perdas referentes à própria transferência de calor. Portanto, é necessário um insumo (\dot{F}) maior relacionado ao aumento do consumo de combustível para que o produto (\dot{P}) consiga atingir a temperatura na entrada da turbina (T_T) estabelecida em 1300 °C. Seguido do combustor, a turbina a gás é o componente que apresenta um maior índice de irreversibilidades associado a dificuldade do equipamento em gerar trabalho em altas temperaturas. A conversão de energia cinética do fluido ao entrar em contato com as palhetas da turbina é feita de forma mecânica, e em altas temperaturas a turbina a gás mais aquecida tem uma perda maior nesta conversão de energia e com o ambiente. O decréscimo das irreversibilidades passa pelos equipamentos que apenas trocam calor entre suas correntes até os equipamentos que tem como objetivo apenas dividir e direcionar o fluido (separadores, distribuidor, ambiente) no qual funcionam de forma isentrópica. A junção da válvula com o atemperador denota as irreversibilidades presentes tanto no processo de troca de calor quanto no de diminuição da pressão de forma isentálpica.

Em relação aos fluxos monetários externos, a turbina a gás tem o maior custo associado ao investimento do equipamento. Por ser um componente com maior complexidade, é necessário um maior custo relacionado aos materiais da carcaça, componentes rotativos, isolamento térmico e resfriamento. De forma análoga, segue-se para os componentes de elevação de pressão com maior requisição do ciclo (CBP e CAP). Para que seja possível executar o aumento de pressão do fluido de trabalho com alta vazão mássica e razão de pressão é necessário um maior custo para o material da carcaça, vedações apropriadas e componentes rotativas. O gerador é o próximo componente com maior fluxo monetário externo, no qual seu custo é associado a quantidade de energia a ser convertida da turbina a gás. É utilizado um alternador mais potente e circuitos elétricos com uma resistividade maior para assegurar que a energia seja convertida em maiores níveis, sem comprometer a integridade física da turbina a gás. Os fluxos monetários externos associados aos reatores ou trocadores de calor têm seu custo associado ao isolamento térmico apropriado,

vedação e proporção necessária para a execução. Todos os fluxos monetários externos dos componentes do ciclo têm valor irrisório se comparados ao do consumo de combustível do gás natural, que representa 94,1% o total dos fluxos monetários. A ordem de custo dos equipamentos em R\$ segue a ordem definida pelos fluxos monetários externos.

Após a análise exergética dos componentes do ciclo, é possível gerar as equações de custos unitários exergéticos e unitários. Os resultados dos fluxos produtivos são apresentados no Apêndice C, expressando o valor exergético de cada fluxo, assim como seu custo exergético unitário e custo monetário unitário. Como as entradas do diagrama produtivo representavam uma unidade do custo exergético unitário, todos os componentes tiveram seu custo exergético unitário em valores superiores a este. É demonstrado um aumento gradativo no custo exergético unitário ao decorrer do diagrama, uma vez que as irreversibilidades vão comutando e elevando seu valor até o final. Alguns fluxos apresentaram seu custo exergético unitário elevado por apresentarem em sua equação a soma de exergia entre fluxos, como é o caso dos separadores e distribuidor.

O primeiro produto do ciclo é apresentado no fluxo (98) da estrutura produtiva, sendo este a potência líquida gerada no ciclo. Neste, o custo exergético unitário alcançou o valor de 1,582, isto é, são gerados necessários 1,582 unidades de exergia para cada unidade de exergia que adentrar o sistema. Portanto, mesmo que com um valor de alto de irreversibilidade na turbina a gás, o posicionamento dele na planta favoreceu com que houvesse uma divisão dos custos alocados. De forma complementar, o custo monetário unitário obteve o valor de 37,66 R\$/MWh, valor competitivo com o mercado tarifário Brasileiro para o ano de estudo apresentado por Agência Nacional de Energia Elétrica (2017) no valor médio de 584,61 R\$/MWh para indústrias.

O segundo produto do ciclo é apresentado no fluxo (100) da estrutura produtiva, sendo este a recuperação de água do ciclo. Por se tratar de um fluxo de água os resultados são expressos em unidades de vazão conforme proposto por Wang e Lior (2007), atingindo o valor de 18,77 m³/h. O custo energético do fluxo é de 0,1554 kWh/m³ e o custo de geração é 0,1297 R\$/m³. Mesmo com o condensador de contato direto estando posicionado no final do ciclo e apresentando um custo exergético unitário de 2,917, conforme Tabela (9), o custo de geração é inferior à tarifa de fornecimento para indústrias informado por COPASA (2017) no valor de 0,3841 R\$/m³. O custo de geração calculado não leva em consideração o valor referente ao tratamento deste produto, uma vez que a água pode ter contaminações químicas ao decorrer dos processos do ciclo. Portanto, é importante ressaltar que a diferença entre o custo de geração e a tarifa cobrada COPASA (2017) tende a diminuir com este tratamento.

6 CONCLUSÕES

Com relação aos estudos paramétricos realizados para o ciclo de ar úmido com turbina a gás é possível concluir:

- a) No pré resfriador, definiu-se como 50 °C a temperatura na saída de gás e 105 °C a temperatura máxima de *pinch*. Para o pós-resfriador 1, selecionou-se a temperatura máxima de *pinch* de 110 °C e temperatura na saída de gás em 100 °C. Sobre o equipamento pós-resfriador 2, a temperatura de saída de gás foi determinada em 80 °C e a temperatura máxima de *pinch* foi selecionada no valor de 90 °C. No recuperador, definiu-se a temperatura de saída de gás em 185 °C. Para o recuperador a ar, foi definida a temperatura na saída de líquido em 26 °C.
- b) Define-se o ponto de projeto para o ciclo de ar úmido com a temperatura na entrada da turbina em 1300 °C e a razão de pressão do ciclo em 35. Neste, foi possível alcançar um trabalho específico de 583,78 kJ/kg, eficiência energética do ciclo de 49,45%, eficiência exergética do ciclo de 47,54% e custo exergético unitário do ciclo de 2,49.
- c) Enchimentos cerâmicos apresentam uma altura 10,82% maiores que os metálicos de 1,6mm, que são 10,46% maiores que os metálicos de 1,6mm, avaliados no ponto máximo de discrepância (diâmetro de recheio de 50,8mm). Por sua vez, a elevação do diâmetro do enchimento resulta em um aumento de 74,63% na altura para o material cerâmico, e 72,83% em média para os materiais metálicos. O aumento do diâmetro dos recheios resulta em uma diminuição da vazão de líquido recuperada no qual esta diminuição segue dos materiais cerâmicos para o material metálico de 1,6 mm e metálico de 0,8 mm, respectivamente. Quanto à área superficial do condensador, observa-se que o aumento do diâmetro dos recheios acarreta em uma elevação média de 73% da área superficial do condensador. Portanto, o material a ser especificado para projeto no condensador de contato direto é o metal com 0,8mm de espessura de parede, apresentando a maior recuperação de vazão mássica (4,1891 kg/s), menor altura da torre (2,95 m) e consequentemente a menor área superficial (17,58 m²). Além destes, a relação de comprimento para diâmetro alcançou o valor de 1,5, valor na faixa dos estudos atuais referentes a colunas de enchimento por facilitarem a distribuição da alta vazão de líquido.

- d) Observa-se que a diminuição da razão de líquido-gás (variação de 6 para 2) na torre tem um aspecto negativo na vazão mássica de líquido recuperada em 66%, e um aspecto positivo na temperatura da saída de gás do condensador em aproximadamente 17 °C. O aumento da razão líquido-gás do ciclo acarreta no aumento da altura da coluna e da área superficial em 74,6%, portanto foi definida a razão de líquido-gás em 6. Os parâmetros de conferência convergiram em níveis aceitáveis. Com relação as composições químicas, há uma diminuição da fração molar de H₂O presentes no gás de 0,14 para 0,08, enquanto há um crescimento a concentração molar de N₂ e CO₂ de 0,70 para 0,75 e 0,040 para 0,043, respectivamente. A temperatura do gás na torre foi diminuída de 80°C para 55°C nos 2,95m da torre sendo inversamente proporcional no coeficiente volumétrico de transferência de massa, resultando em um decaimento de 3,2%.
- e) O combustor apresentou o maior índice de irreversibilidade (32920,66 kW), seguido pela turbina a gás (5488,02 kW). Após, os valores seguem-se para os equipamentos que trocam calor pelo sistema, componentes de requisição de potência e por fim os equipamentos de divisão de fluxos (separadores e distribuidor) no qual funcionam sem apresentar irreversibilidades. A turbina a gás apresentou o maior fluxo monetário externo dos equipamentos (39,26 R\$/h), seguido por CBP, CAP, Gerador, câmara de combustão e o saturador de gás. O ciclo apresentou um fluxo monetário específico de 3070 R\$/h, no qual o consumo de gás natural representa 94,1% do total apresentado.
- f) A potência líquida gerada no ciclo apresentou um custo exergético unitário no valor de 1,582. De forma complementar, o custo monetário unitário obteve o valor de 37,66 R\$/MWh, valor competitivo com o mercado tarifário Brasileiro para o ano de estudo apresentado por Agência Nacional de Energia Elétrica (2017) no valor médio de 584,61 R\$/MWh para indústrias. A recuperação de água do ciclo apresentou uma vazão de o valor de 18,77 m³/h. O custo energético do fluxo é de 0,1554 kWh/m³ e o custo de geração é 0,1297 R\$/m³. O custo de geração é inferior à tarifa de fornecimento para indústrias informado por COPASA (2017) no valor de 0,3841 R\$/m³.

6.1 Recomendações para trabalhos futuros

Diante da complexidade do tema e escassez de estudos sobre a análise termoeconômica de ciclos de ar úmido com recuperação de água, seguem-se algumas recomendações para trabalhos futuros:

- Modelar o condensador de contato direto segundo correlações de Onda's, que são complementares as de Stephan-Maxwell para transferência de massa;
- Modelar o condensador de contato direto com diferentes tipos de enchimentos, com a possibilidade da utilização de recheios termoplásticos;
- Realizar um estudo experimental com intuito de retirar os coeficientes volumétricos de transferência de massa do gás e do líquido, visando o comparativo e validação do modelo;
- Criar uma ferramenta que possibilite a simulação simultânea entre o *Gate CycleTM* e o *EES*, fazendo-se assim possível uma análise mais aprofundada da influência dos parâmetros do ciclo diretamente nos custos de geração;
- Modelar termoeconomicamente o ciclo com o Modelo H&S, com objetivo a definir o insumo e produto em função da exergia, entropia e exergia química;
- Realizar o modelo de um saturador de gás para ser introduzido no ciclo de ar úmido, substituindo o modelo proposto pelo *Gate CycleTM* possibilitando a mudança dos parâmetros construtivos, da mesma forma que o condensador de contato direto;
- Estudar diferentes métodos de recuperação de água e aplicar ao ciclo;
- Estudar os tratamentos químicos adequados para a purificação da água gerada no ciclo, avaliando seu custo.

REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. Atlas de Energia Elétrica do Brasil. 3ª. edição, Brasília, 2008.

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Capacidade de Geração do Brasil - BIG - Banco de Informações de Geração**. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.cfm>>. Acesso em: 21 jun. 2017.

ALNAIMAT, F.; KLAUSNER, J. F.; MEI, R. Transient analysis of direct contact evaporation and condensation within packed beds. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, n. 15–16, p. 3381–3393, 2011.

AMERI, M.; ENADI, N. Thermodynamic modeling and second law based performance analysis of a gas turbine power plant (exergy and exergoeconomic analysis). v. 92, n. 3, p. 183–191, 2012.

ARAKI, H. et al. Design Study of a Humidification Tower for. p. 1–10, 2005.

BANCO CENTRAL DO BRASIL. **Conversão de Moedas**. Disponível em: <<http://www4.bcb.gov.br/pec/conversao/conversao.asp>>. Acesso em: 21 jun. 2017.

BANCO NACIONAL DO DESENVOLVIMENTO. **Taxa de Juros a Longo Prazo**. Disponível em: <<http://www.bndes.gov.br/wps/portal/site/home/financiamento/guia/custos-financeiros/taxa-de-juros-de-longo-prazo-tjlp>>. Acesso em: 21 jun. 2017.

BAQIR, A. S. et al. Measuring the average volumetric heat transfer coefficient of a liquid-liquid-vapour direct contact heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, v. 103, p. 47–55, 2016.

BARBERIS, S.; TRAVERSO, A. Thermo-economic Analysis of Csp Air-Steam Mixed Cycles with Low Water Consumption. **Energy Procedia**, v. 75, p. 1080–1086, 2015.

BEJAN, A. **Advanced Engineering Thermodynamics** New Jersey John Wiley & Sons, , 2006.

BOE, C. S. B. OF E. Equipment and Fixtures Index, Percent Good and Valuation Factors. **Assessors' Handbook State of California**, v. 581, 2018.

BONTOZOGLOU, V.; KARABELAS, A. J. Direct-contact steam condensation with simultaneous noncondensable gas absorption. **AIChE Journal**, v. 41, n. 2, p. 241–250, 1995.

CHACARTEGUI, R. et al. Performance assessment of Molten Carbonate Fuel Cell-Humid Air Turbine hybrid systems. **Applied Energy**, v. 102, p. 687–699, 2013.

CHILTON, T. H.; COLBURN, A. P. Prediction from Data on Heat Transfer and Fluid Friction. p. 1183–1187, 1934.

CHRISTENSEN, R.; LIU, Q.; TALBERT, S. C O M P U T E R M O D E L I N G O F A DIRECT CONTACT C O N D E N S I N G H E A T E X C H A N G E R F O R G A S F U R N A C E S Af f. v. 14, n. 2, p. 195–209, 1994.

COMPANHIA DE GÁS DE MINAS GERAIS. **Cogeração Tarifas**. Disponível em: <<http://www.gasmig.com.br/NossosServicos/Cogeracao/Paginas/Tarifas.aspx>>. Acesso em: 21 jun. 2017.

COPASA. Sistema tarifário COPASA. 2017.

DALILLI, F.; WESTERMARK, M. Design of tubular humidifiers for evaporative gas turbine cycles. **ASME**, 1998.

DE PAEPE, W. et al. Waste heat recovery optimization in micro gas turbine applications using advanced humidified gas turbine cycle concepts. **Applied Energy**, v. 207, p. 1–12, 2017.

EIGENBERGER, G.; VERFAHRENSTECHNIK, C.; STUTTGART, U. **Fixed-Bed Reactors**. [s.l: s.n.]. v. 4

ERLACH, B.; SERRA, L.; VALERO, A. <Structural theory as standard for thermoeconomics.pdf>. v. 40, 1999.

ESLAMIMANESH, A.; HATAMIPOUR, M. S. Mathematical modeling of a direct contact humidification-dehumidification desalination process. **Desalination**, v. 237, n. 1–3, p. 296–304, 2009.

GADONNEIX, P. et al. **Water for Energy**. [s.l: s.n.].

GUARINELLO, Â.; CERQUEIRA, Â. A. A. G.; NEBRA, S. A. Thermoeconomic evaluation of a gas turbine cogeneration system. v. 41, 2000.

HAJABDOLLAHI, Z.; FU, P. F. Multi-objective based configuration optimization of SOFC-GT cogeneration plant. **Applied Thermal Engineering**, v. 112, p. 549–559, 2017.

HAYER, H.; BAKHTIARI, O.; MOHAMMADI, T. Simulation of momentum, heat and mass transfer in direct contact membrane distillation: A computational fluid dynamics approach. **Journal of Industrial and Engineering Chemistry**, v. 21, p. 1379–1382, 2015.

HEPPENSTALL, T. Advanced gas turbine cycles for power generation: a critical review. **Applied Thermal Engineering**, v. 18, p. 837–846, 1998.

HORLOCK, J. H.; BATHIE, W. W. **Advanced Gas Turbine Cycles**. [s.l: s.n.]. v. 126

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer** **Water**, 2002. Disponível em:
<http://www.osti.gov/energycitations/product.biblio.jsp?osti_id=6008324>

JONSSON, M.; YAN, J. Humidified gas turbines - A review of proposed and implemented cycles. **Energy**, v. 30, n. 7, p. 1013–1078, 2005.

KARAALI, R.; ÖZTÜRK, I. T. Thermoeconomic optimization of gas turbine cogeneration plants. **Energy**, v. 80, p. 474–485, 2015.

KHALJANI, M.; KHOSHBAKHTI SARAY, R.; BAHLOULI, K. Thermodynamic and thermoeconomic optimization of an integrated gas turbine and organic Rankine cycle. **Energy**, v. 93, p. 2136–2145, 2015.

KHORASANI NEJAD, E. et al. Thermo-economic Optimization of Gas Turbine Power Plant with Details in Intercooler. **Heat Transfer-Asian Research**, v. 42, n. 8, p. 704–723, 2013.

LAZZARETTO, A.; SEGATO, F. A thermodynamic approach to the definition of the HAT cycle plant structure. **Energy**, v. 43, p. 1377–1391, 2002.

LI, Y. et al. Direct contact condensation in packed beds. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 49, n. 25–26, p. 4751–4761, 2006.

LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. Centrais Termelétricas de Ciclo Simples com Turbinas a Gás e de Ciclo combinado. In: **Geração Termelétrica: planejamento, projeto e operação.2**. [s.l.] Editora Interciência, 2004. v. Ip. 1265.

LOURENÇO, A. Uma Abordagem Termoeconômica Sistemática para Modelagem de Ciclos Termodinâmicos [thesis]. p. 104, 2016.

MAĆKOWIAK, J. F.; GÓRAK, A.; KENIG, E. Y. Modelling of combined direct-contact condensation and reactive absorption in packed columns. **Chemical Engineering Journal**, v. 146, n. 3, p. 362–369, 2009.

MAHOOD, H. B. et al. Experimental measurements and theoretical prediction for the volumetric heat transfer coefficient of a three-phase direct contact condenser. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 66, p. 180–188, 2015a.

MAHOOD, H. B. et al. Heat transfer efficiency and capital cost evaluation of a three-phase direct contact heat exchanger for the utilisation of low-grade energy sources. **Energy Conversion and Management**, v. 106, p. 101–109, 2015b.

MAUPIN, M. A. et al. **Estimated Use of Water in the United States in 2010 Circular 1405**. [s.l: s.n.]. v. 1405

MONTERO CARRERO, M. et al. Experimental characterisation of a micro Humid Air Turbine: assessment of the thermodynamic performance. **Applied Thermal Engineering**, v. 118, p. 796–806, 2017.

MORAN, M. J. et al. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 7. ed. [s.l.] John Wiley & Sons, 2011.

NAJJAR, Y. S. H.; AL-ABSI, S. Thermoeconomic optimization for green multi-shaft gas turbine engines. **Energy**, v. 56, p. 39–45, 2013.

NYBERG, B.; THERN, M. Thermodynamic studies of a HAT cycle and its components. **Applied Energy**, v. 89, n. 1, p. 315–321, 2012.

OLANDER, D. R. Design of Direct Contact Cooler-Condensers. v. 53, n. 2, p. 121–126, 1961.

ORTS-GONZALEZ, P. L.; ZACHOS, P. K.; BRIGHENTI, G. D. The impact of heat exchanger degradation on the performance of a humid air turbine system for power generation. **Applied Thermal Engineering**, v. 149, n. March 2018, p. 1492–1502, 2019.

PILAVACHI, P. A. Power generation with gas turbine systems and combined heat and power. **Applied Thermal Engineering**, v. 20, n. 15, p. 1421–1429, 2000.

RAO, A. Evaporative Gas Turbine (EvGT)/Humid Air Turbine (HAT) Cycles. **Handbook of Clean Energy Systems**, p. 1–18, 2014.

SAHU, M. K. Thermoeconomic investigation of basic and intercooled gas turbine based power utilities incorporating air- fi lm blade cooling. **Journal of Cleaner Production**, v. 170, p. 842–856, 2018.

SANTOS, J. J. C. S. **Aplicação da Neguentropia na Modelagem Termoeconômica de Sistemas**. [s.l.] Universidade Federal de Itajubá, 2009.

SHERWOOD, T. K.; HOLLOWAY, F. A. L. Performance of Packed Towers-Liquid Film

Data For Several Packings. **Transactions of American Institute Chemical Engineers**, v. 36, 1940.

TRAVERSO, A.; MASSARDO, A. F. Thermoeconomic analysis of mixed gas-steam cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 22, n. 1, p. 1–21, 2002.

UNITED STATES GEOLOGICAL SURVEY. **Thermoelectric-power Water Use, the USGS Water Science School**. Disponível em: <<https://water.usgs.gov/edu/wupt.html>>. Acesso em: 11 set. 2017.

VALDÉS, M.; DURÁN, M. D.; ROVIRA, A. Thermoeconomic optimization of combined cycle gas turbine power plants using genetic algorithms. **Applied Thermal Engineering**, v. 23, n. 17, p. 2169–2182, 2003.

VISCONDI, G. DE F. et al. Uso de água em termoelétricas. p. 34, 2016.

WAN, K. et al. Performance of humid air turbine with exhaust gas expanded to below ambient pressure based on microturbine. **Energy Conversion and Management**, v. 51, n. 11, p. 2127–2133, 2010.

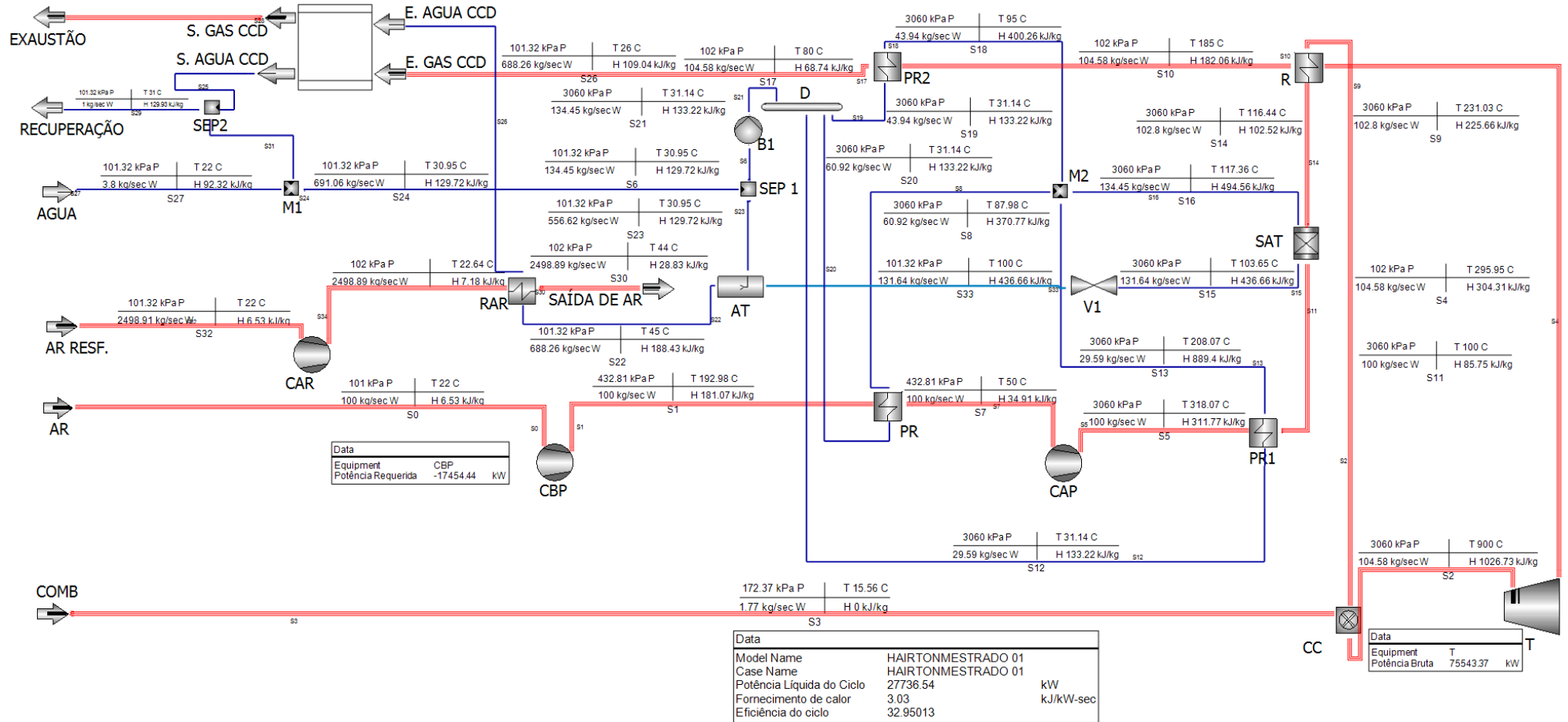
WANG, G. Q.; YUAN, X. G.; YU, K. T. Review of Mass-Transfer Correlations for Packed Columns *. p. 8715–8729, 2005.

WANG, Y.; LIOR, N. Fuel allocation in a combined steam-injected gas turbine and thermal seawater desalination system. v. 214, p. 306–326, 2007.

WANKAT, P. C. **Separation Process Engineering: Includes Mass Transfer Analysis**. 3. ed. [s.l.] Prentice Hall, 2012.

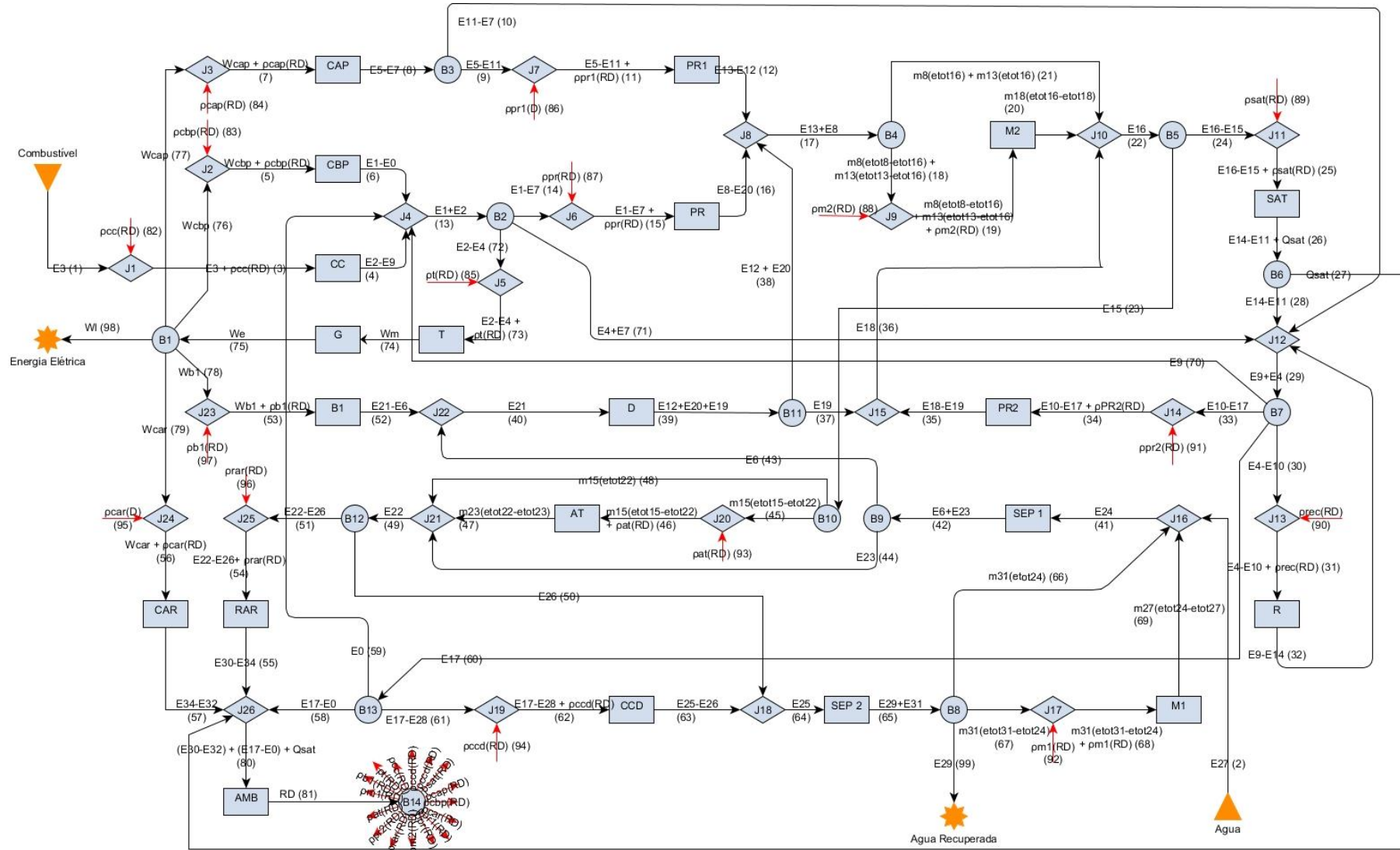
WEI, C.; ZANG, S. Experimental investigation on the off-design performance of a small-sized humid air turbine cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 51, n. 1–2, p. 166–176, 2013.

APÊNDICE A – ESQUEMA DO MODELO SIMULADO NO *SOFTWARE GATE CYCLE™*



Fonte: Adaptado de *Gate Cycle™*.

APÊNDICE B – DIAGRAMA PRODUTIVO DO CICLO DE AR ÚMIDO COM MODELO E&S MODIFICADO



Fonte: Elaborado pelo autor.

**APÊNDICE C – RESULTADO DA ANÁLISE TERMOECONÔMICA NOS FLUXOS
PRODUTIVOS**

(Continua)

Fluxo produtivo	Valor (kW)	Custo Unitário	
		Exergético (kW/kW)	Monetário (R\$/MWh)
Eep1	122793	1	23,52
Eep2	419,4	1	1,518
Eep3	126618	1,154	27,4
Eep4	89872	1,251	28,33
Eep5	19955	1,627	38,79
Eep6	18375	1,766	43,26
Eep7	27914	1,619	38,6
Eep8	26168	1,727	42,07
Eep9	8660	1,727	42,07
Eep10	17508	1,727	42,07
Eep11	9003	1,894	46,25
Eep12	5315	3,208	78,46
Eep13	160422	1,458	34,17
Eep14	4506	1,458	34,17
Eep15	4727	1,676	39,69
Eep16	2313	3,426	81,45
Eep17	7953	3,404	82,96
Eep18	2432	3,404	82,96
Eep19	2547	3,526	86,08
Eep20	1489	6,032	147,6
Eep21	5521	3,404	82,96
Eep22	8641	4,145	101,3
Eep23	5918	4,145	101,3
Eep24	2724	4,145	101,3
Eep25	2724	4,145	101,3
Eep26	3234	3,49	89,9
Eep27	322,7	3,49	89,9
Eep28	2912	3,49	89,9
Eep29	79582	1,705	41,03
Eep30	19964	1,705	41,03
Eep31	20139	1,743	41,99
Eep32	17885	1,963	47,87
Eep33	3318	1,705	41,03
Eep34	3515	1,952	47,24
Eep35	1447	4,74	115,1
Eep36	1631	4,932	121
Eep37	183,8	6,447	167,1

				(Continua)
Eep38	325,3	6,447		167,1
Eep39	509,1	6,447		167,1
Eep40	509,1	6,447		164,9
Eep41	381,9	34,62		849,2
Eep42	381,9	34,62		853,2
Eep43	69,65	34,62		853,2
Eep44	312,2	34,62		853,2
Eep45	5483	4,145		101,3
Eep46	5946	4,298		105,2
Eep47	1692	15,11		370,7
Eep48	434,5	4,145		101,3
Eep49	2439	15,65		384,4
Eep50	76,9	15,65		384,4
Eep51	2362	15,65		384,4
Eep52	439,4	1,981		55,8
Eep53	523,8	1,662		39,67
Eep54	2381	15,58		382,6
Eep55	1980	18,72		466,7
Eep56	1639	1,656		39,53
Eep57	1414	1,919		48,97
Eep58	4126	1,705		41,03
Eep59	0	1,705		41,03
Eep60	4126	1,705		41,03
Eep61	1743	1,705		41,03
Eep62	3170	3,689		90,95
Eep63	310,4	37,68		940,8
Eep64	387,3	33,3		830,3
Eep65	387,3	33,3		834,2
Eep66	379,4	33,3		834,2
Eep67	4,998	33,3		834,2
Eep68	5,334	31,59		791,3
Eep69	2,519	66,88		2862
Eep70	52175	1,705		41,03
Eep71	41277	1,458		34,17
Eep72	114640	1,458		34,17
Eep73	115237	1,482		34,78
Eep74	109152	1,564		37,08
Eep75	107950	1,582		37,66
Eep76	19759	1,582		37,66
Eep77	27686	1,582		37,66
Eep78	514,6	1,582		37,66
Eep79	1612	1,582		37,66

			(Conclusão)
Eep80	7843	6,115	152
Eep81	7843	6,115	152
Eep82	3825	6,115	152
Eep83	196,5	6,115	152
Eep84	228,1	6,115	152
Eep85	597,8	6,115	152
Eep86	342,6	6,115	152
Eep87	221,5	6,115	152
Eep88	115,3	6,115	152
Eep89	0	6,115	152
Eep90	175	6,115	152
Eep91	196,9	6,115	152
Eep92	0,3356	6,115	152
Eep93	462,8	6,115	152
Eep94	1426	6,115	152
Eep95	26,83	6,115	152
Eep96	18,87	6,115	152
Eep97	9,208	6,115	152
Eep98	58378	1,582	37,66
Eep99	2,917	33,3	834,2
Eep100	18,77	0,1554	0,1297

*(m³/h) **(kWh/m³) ***(R\$/m³)

Fonte: Elaborado pelo autor.