



**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ**

FÁBIO HENRIQUE RODRIGUES DA SILVA

**MODELAGEM DO DE CICLOS COMBINADOS COM RESFRIAMENTO DO AR
DE ENTRADA**

Guaratinguetá
2016

FÁBIO HENRIQUE RODRIGUES DA SILVA

**MODELAGEM DE CICLOS COMBINADOS COM RESFRIAMENTO DO AR DE
ENTRADA**

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri

Guaratinguetá

2016

S586m	Silva, Fábio Henrique Rodrigues da Modelagem de ciclos combinados com resfriamento do ar de entrada/ Fábio Henrique Rodrigues da Silva– Guaratinguetá, 2016. 43 f : il. Bibliografia: f. 42-43 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2016. Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri 1. Energia - Fontes alternativas 2. Compressores de ar 3. Resfriamento 4. Refrigeração I. Título CDU 620.91
-------	--

FÁBIO HENRIQUE RODRIGUES DA SILVA

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOSÉ ANTÔNIO PERRELLA BALESTIERI
Orientador/UNESP-FEG

Prof. Dr. JOSÉ ALEXANDRE MATELLI
UNESP-FEG


Me. MATEUS DIAS RIBEIRO
UNESP-FEG

Dezembro de 2016

Ao conhecimento.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, *João* e *Edna*, que sempre estiveram ao meu lado e sempre me trataram com tanto carinho e atenção. Meus eternos professores.

A minha irmã, *Márcia*, que sempre me inspirou e ajudou em tudo que podia, sempre me motivando a melhorar.

A minha sobrinha, *Myllena*, que trouxe imensa alegria e sempre me contagia com seu jeito.

Ao meu cunhado, *Félix*, que sempre dispôs seu tempo para me ensinar. Excelente amigo, praticamente um irmão.

A minha esposa, *Elisângela*, que me acompanhou pela graduação inteira, principalmente nos momentos mais difíceis. Sempre ao meu lado, e em seu melhor jeito de ser. A melhor e mais prazerosa das companhias.

Ao Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri, por ter me aceitado como seu orientado, e por sempre dispor toda ajuda e conhecimento, e com muita boa vontade. Possuindo minha mais profunda admiração e respeito. Um mestre incrível.

Finalmente, a tudo e a todos que me ajudaram a estar aqui hoje, em especial todos os professores, que se dedicam em nos transmitir seu conhecimento, tão duramente adquirido.

SILVA, F. H. R. **Modelagem de ciclos combinados com resfriamento do ar de entrada**. 2016. 44 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.

RESUMO

A crescente demanda energética, principalmente em países em desenvolvimento, cria a necessidade de estudos sobre a otimização de sistemas que geram e consomem energia para sua própria sustentabilidade e para o desenvolvimento tecnológico e social. O ciclo combinado é um sistema que produz energia elétrica por meio da queima de combustíveis e expansão do vapor de alta temperatura e pressão. O processo de resfriamento do ar de entrada do compressor ocasiona um aumento de potência, efeito comprovado por meio de estudos e aplicações, mostrando-se como uma solução viável para um melhor aproveitamento dos recursos. O presente trabalho propõe-se a quantificar o efeito do resfriamento na eficiência e no uso dos recursos por diversas configurações e formas de energia empregadas, que será comparado com um caso base, sem resfriamento. Utilizou-se duas formas de resfriamento do ar, resfriamento evaporativo e sistema de refrigeração por absorção (SRA). O sistema de absorção é alimentado por gases de exaustão, vapor vivo e vapor de processo em configurações distintas. O ciclo com o resfriamento foi estudado em duas situações, a primeira utilizou-se a máxima vazão mássica de ar comportada no duto de entrada do compressor, a outra, uma vazão constante para todas as configurações, utilizando o valor do mesmo ciclo sem resfriamento, na qual diminuição da temperatura irá alterar potência necessária ao compressor. Os resultados identificaram um aumento de eficiência térmica e da potência líquida em todos os casos de resfriamento em relação ao caso base, onde as configurações que utilizaram o sistema de refrigeração por absorção obtiveram os melhores resultados, em torno de 7,7 a 9,7% de acréscimo de rendimento. As configurações que utilizam o vapor de processo para o acionamento do SRA alcançaram melhor eficiência entre as demais. O resfriamento evaporativo mostrou-se menos eficiente, mas ainda apresentou melhora na eficiência e na potência gerada no ciclo estudado.

PALAVRAS-CHAVE: Ciclo combinado. Eficiência térmica. Resfriamento do ar de entrada. Sistema de refrigeração por absorção. Aumento de potência líquida.

SILVA, F. H. R. **Modeling of combined cycle with inlet air cooling**. 2016. 44 p. Final Monograph (Undergraduation in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.

ABSTRACT

The growing energy demand, especially in developing countries, creates the need for studies on the optimization of systems that generate and consume energy for their own sustainability and for technological and social development. The combined cycle is a system that produces electricity by burning fuel and expanding the high temperature and pressure steam. The process of cooling the incoming air causes an increase in power, a proven effect through studies and applications, proving to be a viable solution for a better use of resources. The present work proposes to quantify the effect of the cooling on the efficiency and the use of the resources by diverse configurations and forms of energy employed. Two forms of air cooling were used: evaporative cooling and absorption refrigeration system, where it will be fed by exhaust gases, live steam and process steam in different configurations, and two situations were stipulated, one using the maximum mass flow rate of the air in the inlet duct of the compressor, the other, a constant flow of air, changing the power required to the compressor. The configuration was first analyzed with evaporative cooling. Next, the configuration that uses only the absorption refrigeration system, and the third configuration, which uses both types of cooling simultaneously. The results identified an increase in thermal efficiency and net power in all cases of cooling, where the configurations that used the absorption refrigeration system obtained the best results. The configurations that use the process steam to active the ARS achieved better efficiency among the others, although those using the exhaust gas used less fuel. The evaporative cooling was less efficient, but still showed an improvement in the efficiency and power generated in the studied cycle

KEYWORDS: Combined cycle. Thermal efficiency. Inlet air cooling. Absorption refrigeration system. Net power increase.

LISTA DE SÍMBOLOS

$\dot{m}$	vazão mássica
$\dot{W}$	potência
h	entalpia
Q	taxa de fluxo de calor
η	rendimento
z	porcentagem em massa de brometo de lítio
P	pressão
v	volume específico
T	temperatura
A	área
D	diâmetro
ρ	massa específica
V	velocidade
k	relação de calores específicos
β	coeficiente de performance
w	umidade absoluta

LISTA DE SUBSCRITOS

abs	absorvedor
bomba	bomba
b.sol	bomba de solução
cald	caldeira
cald.rec	caldeira de recuperação
c.gas	ciclo a gás
comb	combustão
cc	câmara de combustão
comp	compressor
cond	condensador
ch	chaminé
evap	evaporador
ger	gerador
gases	gases de exaustão
H	referência a maior do ciclo
L	referência a menor do ciclo
ls	líquido saturado
líq	líquido
ls	líquido saturado
pp	<i>pinch point</i>
resf	resfriamento
s	isoentrópico
tc	trocador de calor
t.gás	turbina a gás
t.vapor	turbina a vapor

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ARS	<i>Absorption refrigeration system</i>
rp	relação de pressão
PCI	poder calorífico inferior
cp	calor específico
COP	coeficiente de <i>performance</i>
SRA	sistema de refrigeração por absorção
RE	resfriamento evaporativo
G.ex	gases de exaustão
V.vivo	vapor vivo
V.proc	vapor de processo

SUMÁRIO

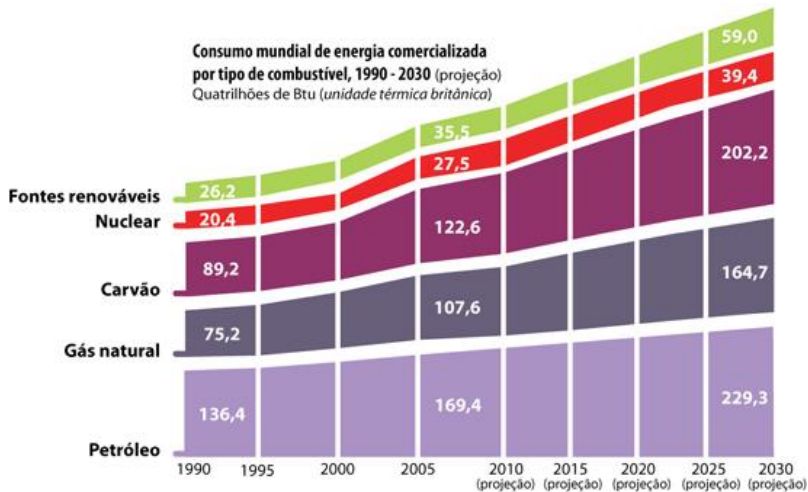
1 INTRODUÇÃO	11
1.1 OBJETIVO	12
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	13
2.1 CICLO COMBINADO.....	13
2.1.2 Ciclo a gás.....	13
2.1.2 Ciclo a vapor.....	16
2.1.3 Ciclo combinado e Cogeração.....	18
2.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO.....	20
2.2.1 Sistema de refrigeração por absorção	20
2.3 RESFRIAMENTO EVAPORATIVO	20
3 METODOLOGIA.....	25
3.1 CICLOS ANALISADOS.....	25
3.1.1 Análise do Ciclo e suas diferentes configurações.....	26
3.2 VALORES TÉCNICOS ASSUMIDOS NO PROJETO	28
3.2.1 Ciclo a gás.....	28
3.2.1 Resfriamento evaporativo	30
3.2.1 Sistema de refrigeração por absorção	30
3.3 EQUACIONAMENTO	31
3.3.1 Ciclo a gás.....	31
3.3.2 Sistema de refrigeração por absorção	32
3.3.3 Resfriamento evaporativo	33
4 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	35
5 CONCLUSÕES.....	40
5.1 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS	40
REFERÊNCIAS	41

1 INTRODUÇÃO

A geração de energia elétrica através da queima de combustíveis fósseis ainda é largamente utilizada, e nos dias atuais a demanda térmica e elétrica continua a crescer, tornando-se um assunto de muita importância e requerendo esforços contínuos na procura por novas formas de energia, principalmente de fontes renováveis, ou na melhoria dos processos existentes. Percebendo este fato, torna-se necessário estudos de diversas fontes de energia e também de formas de produção de energia mais eficientes, em vista também de minimizar impactos ambientais o máximo possível.

Conforme Figura 1, constata-se uma demanda energética crescente até a data atual, e uma projeção de demanda ainda maior até o ano de 2030, não sendo possível conhecer um ponto de estagnação para um planejamento correto. Uma causa possível, seria o fato de que em países em desenvolvimento, a demanda energética cresce de forma rápida, outra seria um progresso econômico e social de nível global.

Figura 1 – Crescimento mundial de energia comercializada e sua projeção.



Fonte: Energy Information Administration. ____Dossiê Terra, 2009

Com isso, vários estudos estão sendo realizados e implementados com o objetivo de aumentar o rendimento dos equipamentos e processos envolvidos na produção de energia, como aparelhos motores e dos ciclos que geram esse tipo de energia (SILVA, 2015). Países como Alemanha e França diminuíram o consumo de energia primária entre 2006 e 2007, pois estes utilizam equipamentos energeticamente mais eficientes (ANEEL, [2009]).

A junção de um ciclo a gás (ciclo Brayton) com um ciclo a vapor (ciclo Rankine) configura um ciclo combinado, no qual, segundo Moran e Shapiro (2002), funciona de forma que a energia descarregada através de calor de um dos ciclos é usada parcial ou completamente como energia fornecida a outro ciclo.

Al-Ibrahim e Varnham (2010) estudaram o uso de resfriamento evaporativo e sistemas de refrigeração por absorção, afim de diminuir a temperatura da entrada de ar de um ciclo que utiliza uma turbina a gás, alimentando um gerador de energia elétrica.

Popli, Rodgers e Eveloy (2013) estudaram o uso de sistemas de refrigeração por absorção, para aumentar a eficiência de ciclos a gás. O ar foi submetido a dois tipos de resfriamento: evaporativo e um sistema de refrigeração por absorção (SRA). Os resultados mostraram um aumento de 3,7% na eficiência energética do ciclo para uma variação de temperatura de 45°C utilizando o SRA, enquanto o resfriamento evaporativo diminuía a temperatura em 5°C, aumentando em 0,4% o rendimento. A potência líquida aumentou 2 MW com o SRA, o que significou 28,6% a mais de energia gerada (SILVA, 2015).

O estudo presente utiliza os processos termodinâmicos - citados acima - para realizar o resfriamento do ar de entrada de ciclos combinados, por diversas formas de energia empregadas, e relacionar a potência líquida produzida no ciclo, com a energia térmica utilizada.

1.1 OBJETIVO

O objetivo do presente trabalho é modelar o funcionamento de um ciclo combinado, com o resfriamento do ar de entrada, empregando diferentes formas de energia para que o fato ocorra. A modelagem é dividida em três casos e comparada com um caso base, sem resfriamento. O primeiro caso utiliza resfriamento evaporativo, o segundo sistema de refrigeração por absorção, e por último a junção dos dois, formando o terceiro caso. Os três casos são realizados em duas situações: a primeira utilizará a máxima vazão mássica de ar, sabendo-se que com o resfriamento do ar de entrada ocasiona a redução do volume específico, viabilizando escoar uma maior vazão em massa no compressor, e a segunda utilizará uma vazão mássica de ar constante, pretendendo assim avaliar a condição da potência líquida no compressor, considerando-se que a vazão de ar não se altera pela limitação da área de seção do mesmo. Em vistas de uma comparação dos resultados para uma melhor orientação de projetos que envolvem esses sistemas.

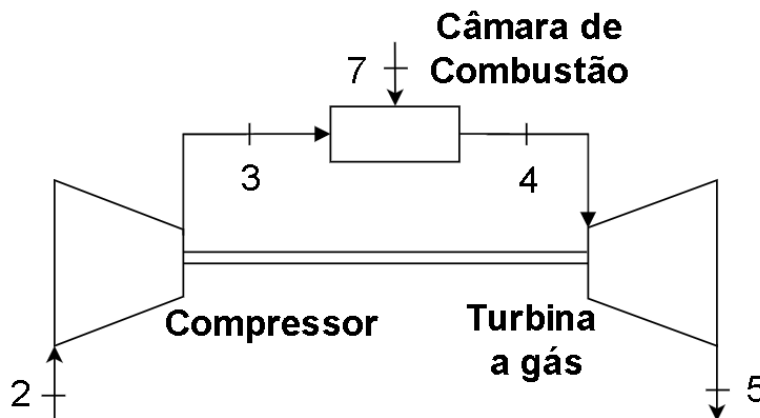
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 CICLO COMBINADO

2.1.1 Ciclo a gás

O ciclo a gás foi proposto por George Brayton no final do século XIX, com a finalidade da criação de um motor alternativo ao motor a vapor. São utilizados para a geração de energia elétrica e em ciclos de propulsão a jato (ÇENGEL; BOLES, 2013). Foram realizadas adaptações para que sua potência gerada fosse financeiramente viável. Grandes avanços se deram, principalmente, ao aumento da temperatura máxima no ciclo, que é limitado pela resistência dos materiais às altas temperaturas (LORA; NASCIMENTO, 2004). A Figura 2 ilustra o ciclo a gás básico utilizado atualmente.

Figura 2 - Ciclo a gás.



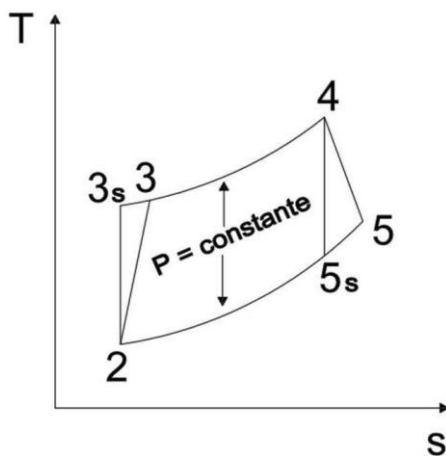
Fonte: Autoria Própria

O funcionamento do ciclo a gás é apresentado a seguir: o ponto 1 representa o fluido de trabalho entrando no compressor, onde é comprimido e levado até o ponto 2, no ponto de entrada da câmara de combustão a alta pressão, onde entrará através do ponto 5 o combustível para a queima dentro da câmara, saindo pelo ponto 3 os gases resultantes da combustão com a máxima temperatura do ciclo. Os gases então, entrarão na turbina a gás, onde são expandidos, e o ponto 4 representa a saída dos gases de exaustão da turbina, possuindo temperaturas entre 400 °C e 600 °C.

O ciclo a gás ideal possui uma compressão isentrópica no compressor, e uma expansão isentrópica, com aumento de temperatura a pressão constante, após a compressão (ÇENGEL, BOLES, 2013).

O diagrama que relaciona a temperatura e a entropia nos pontos do ciclo é mostrado na Figura 3, configurando o modo ideal de funcionamento de modo que os pontos com subscrito “s”, cuja entropia é constante nos processos descritos acima, enquanto os pontos sem subscrito configuram o ciclo real.

Figura 3 - Diagrama T-s para o ciclo a gás.



Fonte: Silva (2015).

Aplicando os conceitos de balanço de massa e de energia, através da aplicação de um volume controle em cada componente do ciclo a gás, chegamos as equações de cada componente. A Tabela 1 relaciona cada um dos componentes e seu respectivo equacionamento.

Tabela 1 - Equações de balanços de massa e energia em cada componente do ciclo a gás.

Componente do ciclo	Balanços de massa e energia
Compressor	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ $\dot{W}_{comp} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2$
Câmara de combustão	$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_7$ $Q_{comb} = \dot{m}_7 PCI$
Turbina	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$ $\dot{W}_{t.gas} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5$

Fonte: Adaptado de Moran, Shapiro (2002)

A potência gerada pela turbina, retirando a energia requerida pelo funcionamento do compressor, resulta na potência líquida do ciclo, a qual pode ser consumida externamente ao ciclo, resultando na equação (1):

$$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_{t.gás} - \dot{W}_{comp} \quad (1)$$

A eficiência térmica do ciclo pode ser, então, calculada através da equação (2), sendo $\dot{Q}_{comb}$ a taxa de calor fornecida pelo combustível.

$$\eta_{c.gas} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (2)$$

Analizando a equação (2), conclui-se que a eficiência do ciclo é diretamente proporcional à potência líquida produzida, e inversamente proporcional ao calor cedido pela queima do combustível, demandando-se que a potência líquida deva ser ampliada ou que o processo utilize menos combustível para se alcançar uma melhor eficiência térmica do ciclo.

No ciclo ideal reversível de Carnot, a eficiência é calculada pela equação (3). T_L é a menor temperatura do ciclo, ocorrendo exatamente na entrada do compressor; portanto, quanto menor for esta temperatura, maior será o rendimento do ciclo. Uma solução possível seria o resfriamento do ar no ponto citado, que conseqüentemente irá aumentar sua vazão mássica, gerando acréscimo de potência na turbina a gás, conforme equação de balanço de energia na Tabela 1.

$$\eta_{c.gás} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (3)$$

Najjar e Abubaker (2015) modelaram ciclos a gás com resfriamento na entrada através de sistemas de refrigeração por compressão e absorção associados a resfriamento evaporativo justamente com esse objetivo. Os autores, através da modelagem, puderam observar que com uma menor temperatura do ar de entrada, os valores de potência líquida do ciclo aumentaram, assim como a eficiência térmica, mesmo havendo uma maior vazão de combustível.

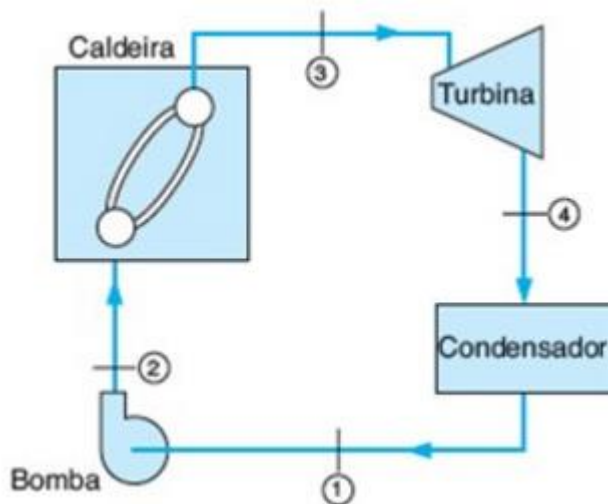
2.1.2 Ciclo a vapor

O ciclo de Rankine é um ciclo termodinâmico que realiza a conversão de calor para trabalho no qual o fluido utilizado para o fornecimento de calor é o vapor, através de sua vaporização e condensação (MORAN; SHAPIRO, 2002).

Como já citado nesse estudo, o calor fornecido é proveniente dos gases de exaustão do ciclo a gás. Na Figura 4 encontra-se a ilustração do ciclo, onde ocorrerão os seguintes processos (BORGNAKKE, SONNTAG 2009).

- 1-2: Processo de bombeamento adiabático reversível, na bomba
- 2-3: Transferência de calor a pressão constante, na caldeira
- 3-4: Expansão adiabática reversível, na turbina
- 4-1: Transferência de calor a pressão constante, no condensador

Figura 4 – Ciclo de Rankine

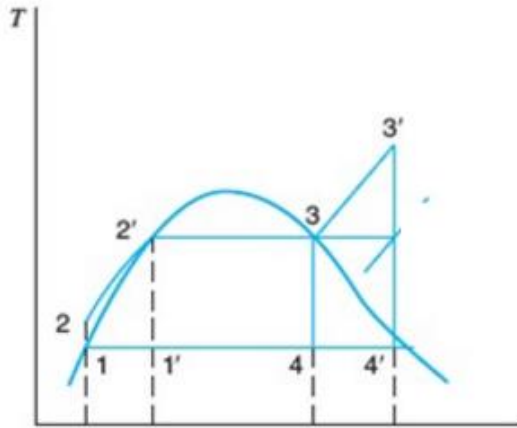


Fonte: BORGNAKKE; SONNTAG (2009)

O diagrama temperatura-entropia, que é mostrado na Figura 4, o ciclo Rankine envolve apenas os pontos de numeração comum, 1-2-3-4, que produzirá somente vapor saturado em 3, podendo então produzir vapor superaquecido em 1-2-3''-4'. O ciclo com os pontos 1'-2'-3-4 seria o ciclo ideal para vapor saturado, e os pontos 1'-2'-3'-4' para vapor superaquecido; isso envolve dois problemas: o primeiro é a dificuldade em se bombear uma mistura líquido-vapor presente entre 1'-2', sendo mais fácil a completa condensação do vapor para que a bomba trabalhe somente com líquido; o segundo problema é a produção de vapor superaquecido à

pressão constante, entre 3-3', onde na prática a pressão cai, pois, o gás está em processo de expansão.

Figura 5- Diagrama T-s da água



Fonte: BORGNAKKE; SONNTAG (2009)

Aplicando novamente os conceitos de balanço de massa e de energia, através da aplicação de um volume controle em cada componente do ciclo a vapor, chegamos as equações de cada componente. A Tabela 2 relaciona cada um dos componentes e seu respectivo equacionamento.

Tabela 2- Equações de balanços de massa e energia em cada componente do ciclo a vapor

Componente do ciclo	Balanços de massa e energia
Bomba	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ $\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1) / \eta_{bomba}$
Caldeira	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ $Q_{cald} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3$
Turbina a vapor	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$ $\dot{W}_{t.vapor} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3$
Condensador	$\dot{m}_4 = \dot{m}_1$ $Q_{cond} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_1 h_1$

Fonte: Adaptado de Borgnakke, Sonntag (2009)

2.1.3 Ciclo combinado e Cogeração

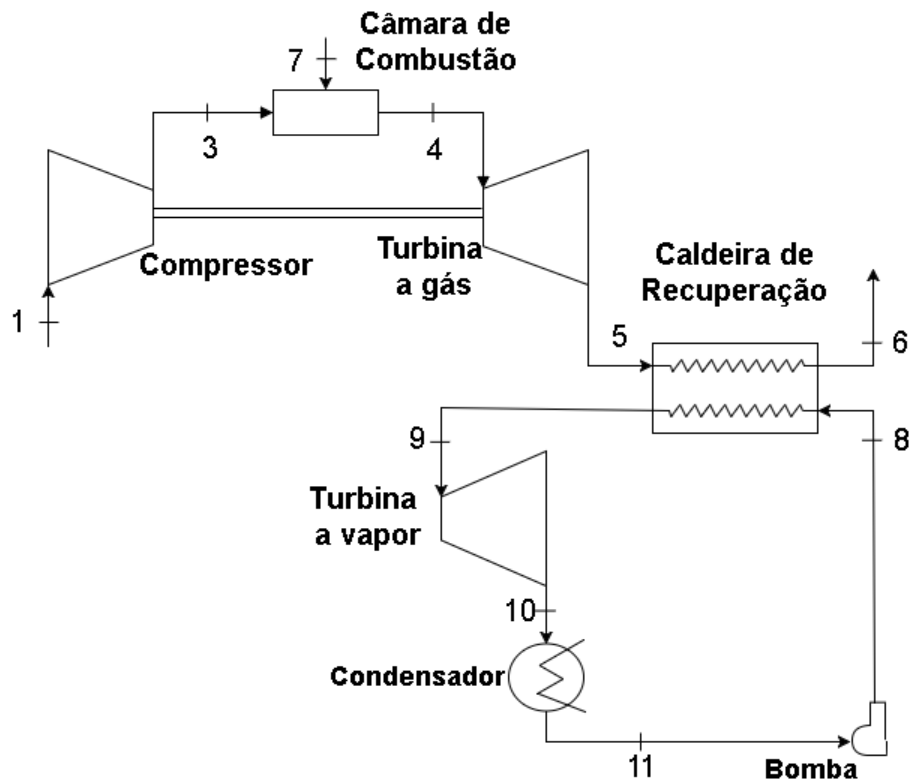
Um ciclo combinado acopla dois ciclos de potência, na forma que a energia descarregada através de calor de um dos ciclos é usada parcial ou completamente como a energia fornecida ao outro ciclo (MORAN; SHAPIRO, 2002). O estudo utiliza um ciclo gás juntamente com um ciclo a vapor, na configuração onde ocorre a transferência de calor do ciclo a gás para o de vapor.

Percebe-se então a presença de dois ciclos termodinâmicos, Brayton-Rankine, combinando-se como um processo de geração e uso de calor e eletricidade, onde haverá consequentemente um maior aproveitamento da energia térmica, gerada pela queima dos combustíveis, configurando então o processo de cogeração, gerando dois produtos simultaneamente, eletricidade e vapor (ou água quente), possuindo inúmeras aplicações industriais e comerciais (MORAN; SHAPIRO, 2002).

A cogeração resulta, por fim, em um melhor uso dos recursos em questão, reduzindo custos e causando menores impactos ao meio ambiente, como redução das emissões de CO_2 .

Na Figura 6 é representado um esquema simples de ciclo combinado, no qual o ciclo a gás possui alimentação de ar no compressor e combustível na câmara de combustão, gerando potência de eixo e gases de exaustão. Estes gases irão alimentar a caldeira de recuperação, juntamente com água líquida, e a relação das equações estão na Tabela 3, realizando a troca térmica para a produção de vapor saturado ou superaquecido. O vapor então será expandido na turbina a vapor produzindo trabalho, após esse processo, o vapor é destinado ao condensador, passando para fase líquida totalmente. Por fim, a água líquida é bombeada novamente para circulação na caldeira.

Figura 6- Ciclo combinado



Fonte: Autoria Própria

A análise em separado dos ciclos citados, a aplicação dos conceitos de balanço de massa e energia, gera as mesmas equações já apresentadas, sendo que apenas o volume de controle aplicado a caldeira de recuperação irá introduzir uma nova equação, envolvendo os gases de exaustão na entrada e saída desta, gerando as seguintes equações:

Tabela 3 – Equações envolvidas na Caldeira de Recuperação

Lado Gás	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{gases}$ $Q_{cald.rec} = \dot{m}_5 c_{p,gases} (T_5 - T_6)$
Lado Vapor	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{gases}$ $Q_{vapor} = \dot{m}_{vapor} (h_9 - h_8)$

Fonte: Adaptado de Moran, Shapiro (2002)

Como nem todo calor produzido pela massa de gás é transferida para a água, pois parte deste é perdido para o ambiente externo, e considerando o calor específico constante nesse processo. A taxa de calor de ambos os lados se relacionam através da equação (4).

$$Q_{vapor} = Q_{cald.rec} \cdot \eta_{cald.rec} \quad (4)$$

Trabalhando sobre os termos que compõem a eficiência do ciclo, na equação (2), a potência líquida citada anteriormente é acrescida da produção energética da turbina a vapor e decrescida da potência mecânica requerida sobre a bomba do ciclo a vapor, resultando na equação (5).

$$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_{t.gás} + \dot{W}_{t.vapor} - \dot{W}_{comp} - \dot{W}_{bomba} \quad (5)$$

Como o rendimento é diretamente proporcional a potência líquida, pode-se esperar aumento deste, e sem que haja adição de combustível no ciclo a gás, pois os gases exauridos no ciclo a gás ao invés de serem liberados para o ambiente a alta temperatura, são reaproveitados no ciclo a vapor.

2.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Segundo Moran e Shapiro (2002), o objetivo de um sistema de refrigeração é o de manter uma região fria com uma temperatura inferior àquela de suas vizinhanças. Em geral, um sistema de refrigeração trabalha de forma cíclica, possuindo um refrigerante como fluido de trabalho. É acionado através de energia elétrica ou térmica.

2.2.1 Sistema de refrigeração por absorção

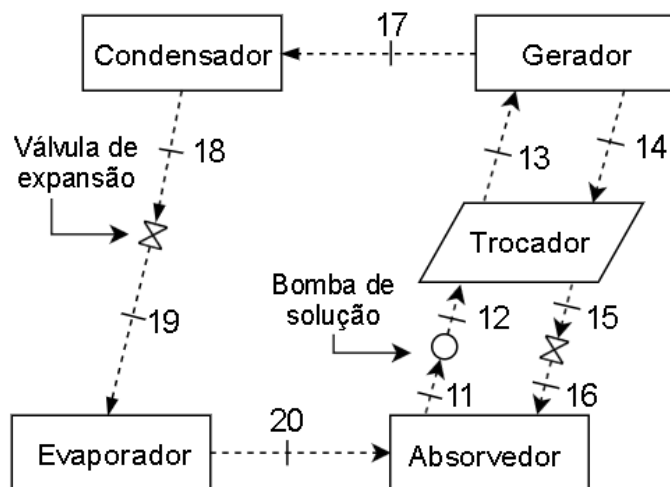
Este processo de refrigeração apresenta a circulação de soluções binárias, sendo composta por um fluido frigorígeno e um absorvente.

É estudado a combinação binária LiBr-H₂O, na qual a água será o frigorígeno. Com base na Figura 7, quando o vapor de frigorígeno está vindo do evaporador, será absorvido na solução líquida no absorvedor (tornando a solução mais forte) devido à maior concentração de fluido refrigerante. Esta solução é bombeada para alta pressão para o trocador de calor, onde o fluido frigorígeno entrará em ebulição, tornando a solução mais fraca através da adição de calor.

Na sequência, o fluido frigorígeno parte para o condensador, onde irá rejeitar calor e será condensado, após isso sofrerá queda de pressão e temperatura ao passar pela válvula de expansão. No evaporador, devido a estar em baixa pressão, a troca de fase irá demandar certa

quantidade de calor, que será retirada do ambiente, com isso, irá evaporar novamente e juntará a solução mais fraca no absorvedor, integrando o ciclo de refrigeração, e após o fornecimento de calor no gerador, a solução líquida mais fraca, devido a menor concentração de fluido frigorigêno, será destinada para o absorvedor, passando por uma válvula de expansão, sofrendo queda de temperatura e pressão, onde irá juntar-se com o fluido frigorigêno (SENÇAN; YAKUT; KALOGIROU, 2005).

Figura 7 - Sistema de refrigeração por absorção.



Fonte: Adaptado de Silva (2015).

O processo de refrigeração da Figura 7 é denominado de simples-efeito, uma vez que é utilizado somente um gerador. Existem atualmente sistemas com dois e três geradores, e são denominados, respectivamente, de duplo- e triplo-efeito (PRASARTKAEW, 2014).

O calor de acionamento do ciclo através do gerador pode ser fornecido de dentro do próprio ciclo ou de fontes externas, podendo ser acionado através da queima de combustível, gases de exaustão de ciclos a gás ou motores de combustão, vapor produzido diretamente de caldeiras ou proveniente da saída de turbinas a gás, e até mesmo água quente descartada de algum processo, entre outros.

Ao se comparar os sistemas de refrigeração por compressão aos de compressão, em termos do coeficiente de performance, COP, no sistema de refrigeração por compressão, será sempre maior que 1, em contra-partida esse índice no SRA de simples-efeito é sempre menor que a unidade (LORA; NASCIMENTO, 2004), pois, sendo a fonte de alimentação do sistema

térmica, espera-se naturalmente que a retirada de calor nunca será maior que a quantidade fornecida na entrada.

Tabela 4 - Balanços de massa e energia em cada componente do SRA.

Componente do ciclo	Balanços de massa e energia
Gerador	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{17}$ $\dot{m}_{13} \cdot z_{13} = \dot{m}_{14} \cdot z_{14}$ $Q_{ger} = \dot{m}_{14} \cdot h_{14} + \dot{m}_{17} \cdot h_{17} - \dot{m}_{13} \cdot h_{13}$
Condensador	$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18}$ $Q_{cond} = \dot{m}_{17} \cdot h_{17} - \dot{m}_{18} \cdot h_{18}$
Evaporador	$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20}$ $Q_{evap} = \dot{m}_{20} \cdot h_{20} - \dot{m}_{19} \cdot h_{19}$
Absorvedor	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{20} + \dot{m}_{16}$ $\dot{m}_{11} \cdot z_{11} = \dot{m}_{16} \cdot z_{16}$ $Q_{abs} = \dot{m}_{20} \cdot h_{20} + \dot{m}_{16} \cdot h_{16} - \dot{m}_{11} \cdot h_{11}$
Trocador de calor	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$ $\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$
Bomba de solução	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$ $\dot{W}_{b.sol} = \dot{m}_{11} v_{11} (P_{12} - P_{11}) / \eta_{b.sol}$
Válvulas de expansão	$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \text{ e } \dot{m}_{18} = \dot{m}_{19}$ $h_{15} = h_{16} \text{ e } h_{18} = h_{19}$

Fonte: adaptado de HEROLD; RADERMACHER; KLEIN (1996); SILVA (2015)

As válvulas de expansão do ciclo expandem o fluido em um processo isentálpico (ÇENGEL; BOLES, 2013), como é possível observar na Tabela 4, na qual estão representadas as equações dos balanços de massa e energia em cada componente do sistema de refrigeração por absorção (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 1996).

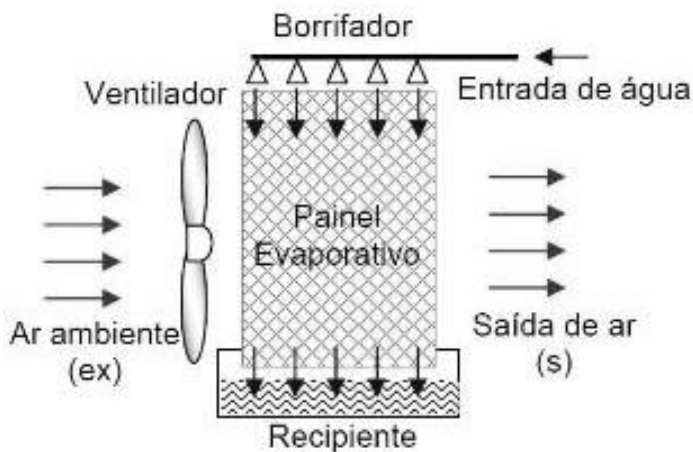
2.3 RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

Estes sistemas utilizam o calor latente de vaporização da água num processo adiabático de saturação de ar para reduzir a temperatura de bulbo seco à temperatura de bulbo úmido. Altamente dependente da umidade relativa do ar do ambiente para que o processo seja bem-

sucedido na redução a temperatura, tornando-se mais adequados a climas quente e seco do que quente e úmido (AMERI; HEJAZI, 2004).

É considerado o processo de melhor custo-benefício para diminuição da temperatura do ar para aumentar a potência líquida e a eficiência de ciclos a gás industriais (KIM et al., 2012). O sistema de resfriamento evaporativo recebe o ar quente e seco que entra pela parte esquerda, com fluxo para a direita, movimento representado pela Figura 8, em seguida, água líquida então é borrifada em gotículas pequenas, resultando na evaporação de parte da água borrifada devido à absorção de calor do ar quente. Consequentemente, causando decréscimo na temperatura e acréscimo na umidade relativa do ar após o processo (ÇENGEL; BOLES, 2013).

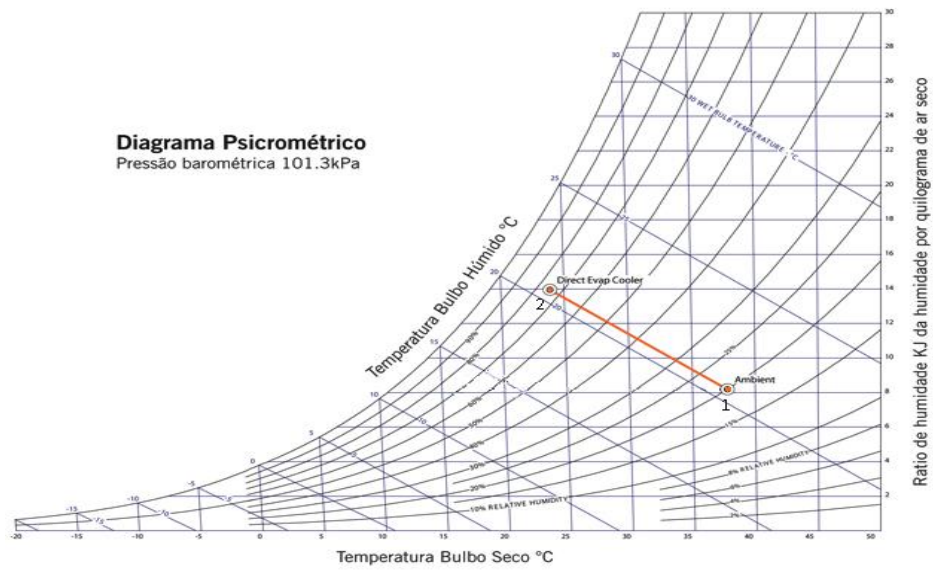
Figura 8 - Resfriamento evaporativo.



Fonte: Castro (2013)

A Figura 9 ilustra a razão pela qual o resfriamento evaporativo é indicado apenas para climas quentes e secos. Quanto menor a umidade relativa do ar a ser resfriado, maior pode ser o resfriamento, visto que a máxima troca de calor ocorre até a saturação do ar. Quanto maior o valor da umidade relativa, mais perto o ponto de entrada fica do ponto de saída na reta de entalpia e temperatura de bulbo úmido constantes.

Figura 9 - Diagrama psicrométrico para o resfriamento evaporativo.



Fonte: www.coolair.pt/pt/como-funciona (2016)

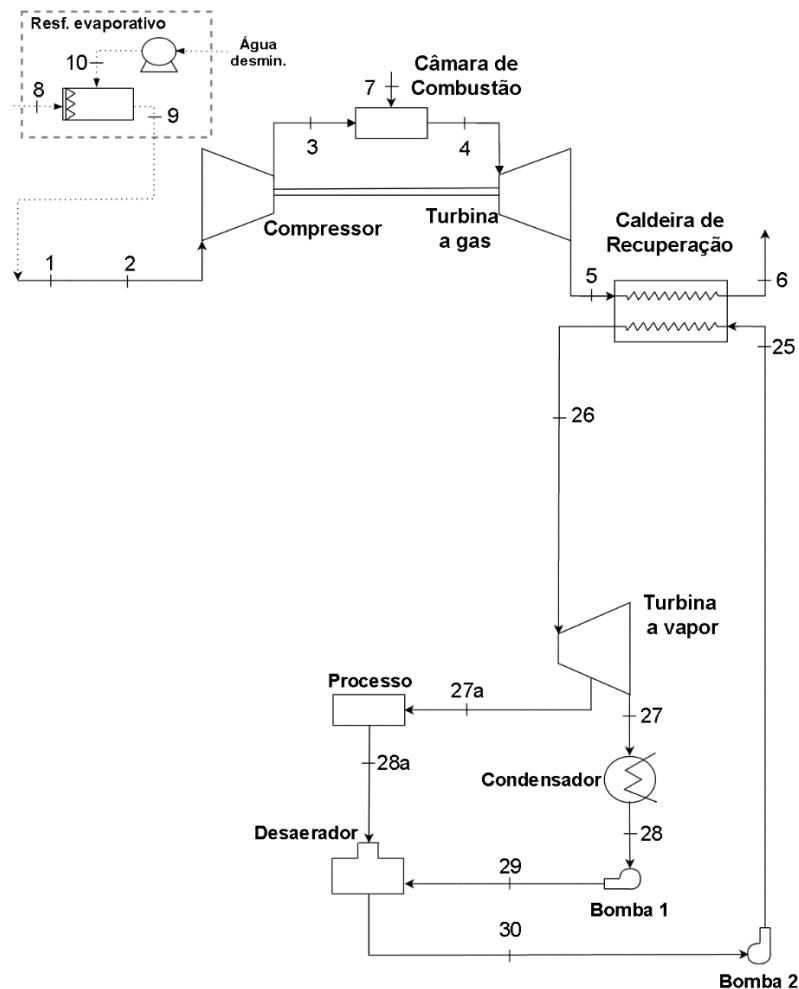
3 METODOLOGIA

3.1 CICLOS ANALISADOS

Os ciclos analisados estão representados nas Figuras 10, 11 e 12, configurando os casos 1, 2 e 3 respectivamente. No primeiro caso será analisado o ciclo combinado com resfriamento do ar de entrada através de um sistema de resfriamento evaporativo. No segundo caso, o resfriamento será realizado por um sistema de resfriamento por absorção, onde o calor necessário ao gerador será provido de 3 formas, configurando três subdivisões A, B e C, e a análise será realizada para cada configuração alternadamente:

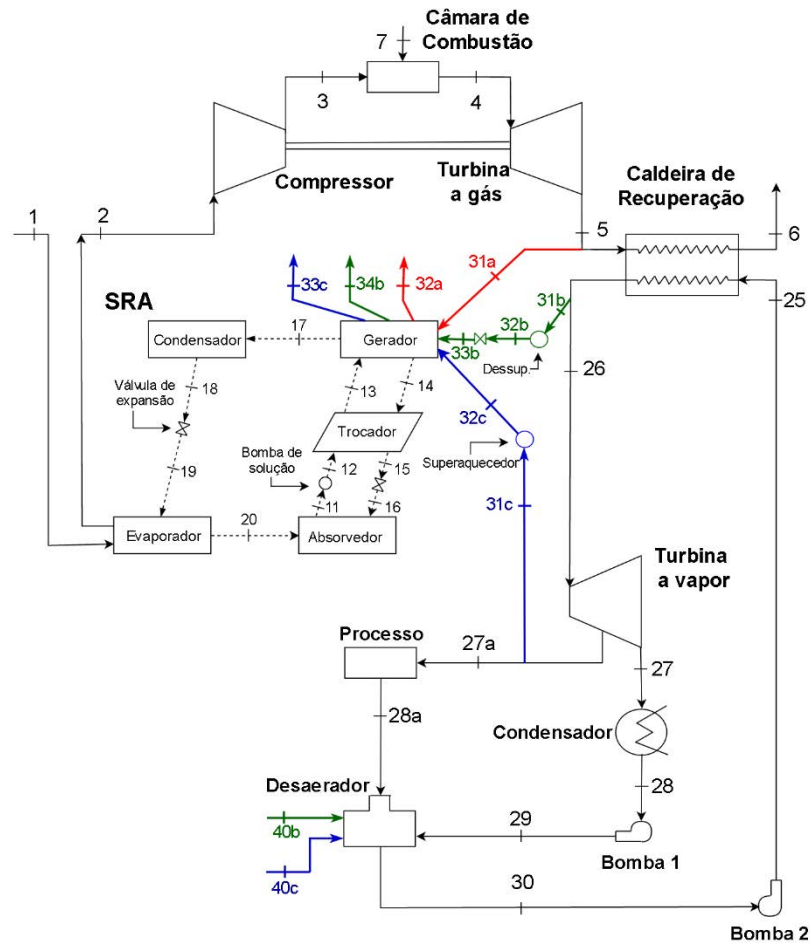
- Gases de exaustão do ciclo a gás – Casos 2A e 3A
- Vapor vivo, produzido na caldeira de recuperação – Casos 2B e 3C
- Vapor de processo, após expansão na turbina a vapor – Casos 2C e 3C

Figura 10 – Caso 1, ciclo combinado com resfriamento evaporativo



Fonte: Adaptado de Silva (2015)

Figura 11– Caso 2, ciclo combinado com SRA alimentado de três maneiras alternadamente



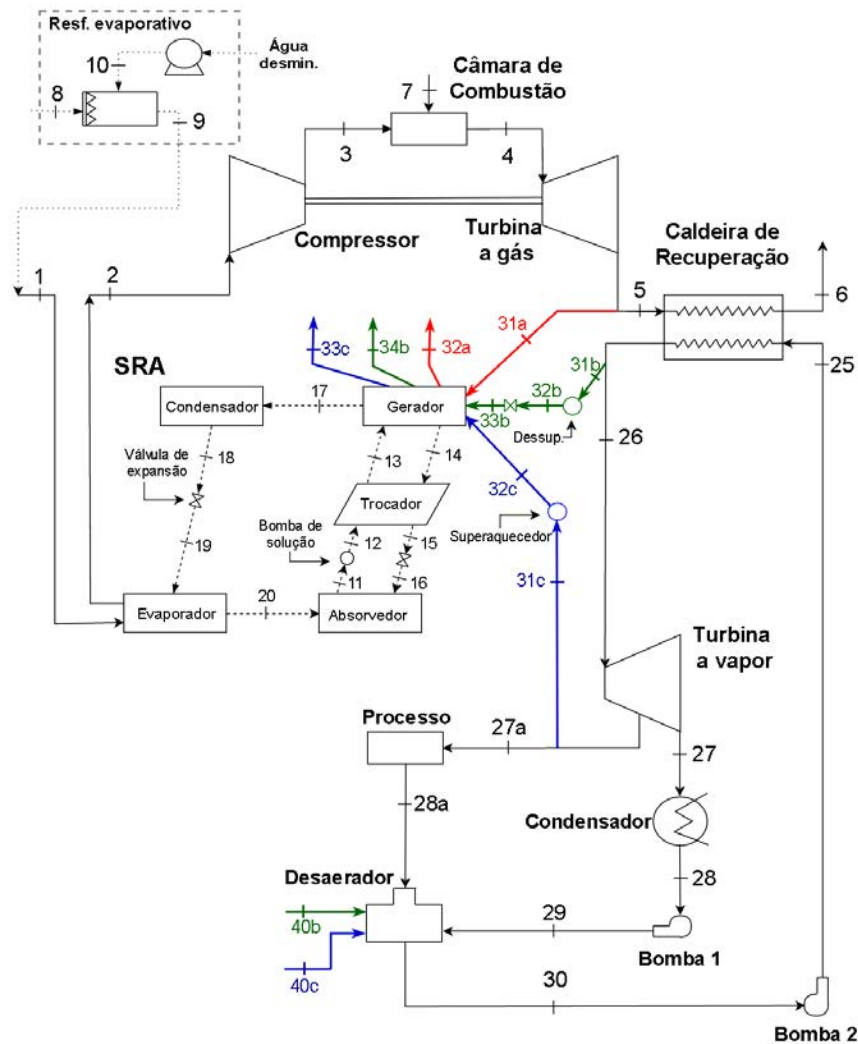
Fonte: Adaptado de Silva (2015)

A união dos dos sistemas utilizados no primeiro e segundo casos formará a configuração do terceiro caso, onde o ar de entrada será resfriado pelo sistema evaporativo e de absorção.

Os casos serão simulados em duas situações, sabendo-se que com resfriamento do ar de entrada ocorre a redução do volume específico, o que potencialmente viabiliza escoar uma maior vazão em massa no compressor. No primeiro caso, referido como de vazão máxima, a variável livre do problema é a vazão de ar que escoar no compressor; no segundo caso, referido como vazão constante, pretende-se avaliar a condição da potência líquida no compressor, considerando-se que a vazão de ar não se altera pela limitação da área de seção de saída do mesmo.

Os resultados obtidos serão comparados com um caso base, que não possui nenhum resfriamento e modelado nas mesmas condições dos demais casos, e entre si.

Figura 12 – Caso 3, utilizando os dois tipos de resfriamento simultaneamente.



Fonte: Adaptado de Silva (2015)

3.1.1 Análise do Ciclo e suas diferentes configurações

O ponto 5 das Figuras 10, 11 e 12 determina o ponto de saída dos gases, após a expansão deste na turbina a gás, onde ainda possuem alta temperatura, mostrando-se uma excelente fonte de calor de alimentação, que será aproveitada para a produção de vapor em uma caldeira de recuperação (5-6). Nos casos 2A e 3A, parte desses gases será destinada ao sistema de refrigeração por absorção (31a-32a) para sua ativação, configurando assim um dos casos que será analisado (alimentação gases de exaustão). O ponto 26 determina o ponto de vapor vivo logo na saída da caldeira de recuperação, possuindo alta pressão e temperatura entre 400 e 600 °C, e através desse ponto será retirada uma parte do vapor vivo produzido para alimentação do SRA (31b-32b), formando a configuração dos casos 2B e 3B (alimentação vapor vivo).

A turbina a vapor, de condensação e extração, do segundo ciclo termodinâmico, será alimentada com o vapor vivo produzido, que será expandido para a produção de trabalho, e em determinado ponto de pressão será realizado uma extração de vapor (27a), que irá ser utilizado como fonte térmica em um processo, e onde também será retirado certa quantia de vapor para alimentação do SRA (31c-32c), formando as configurações dos casos 2C e 3C (alimentação vapor de processo). O restante de vapor em expansão na turbina será destinado ao condensador.

As vazões de vapor utilizadas no processo e de vapor condensado serão destinadas ao desaerador, que irá realizar o processo de expansão dos gases, causando a mudança de fase de gás para líquido, e eliminando os gases indesejados gerados ao longo do ciclo, juntamente com água no estado líquido proveniente da condensação do vapor no condensador. A água líquida é então destinada à alimentação da caldeira de recuperação, com o auxílio de bombas, fechando o segundo ciclo. Os pontos 40b e 40c identificam a reposição da quantia de vapor utilizado na alimentação do SRA, na segunda e terceira configurações, respectivamente, pois após a alimentação o vapor é descartado na atmosfera.

Do ponto 1 ao 2 é realizado um resfriamento do ar ambiente através da troca de calor realizada no evaporador, devido à troca de calor com o fluido de trabalho que muda de fase.

No ponto 10, água desmineralizada é bombeada para a câmara, onde será borrifada entre os pontos 8 e 9, realizando o processo de resfriamento evaporativo. Mais adiante no fluxo de ar, o ponto 7 representa a entrada de combustível na câmara de combustão, onde ocorre a combustão e a formação da mistura ar-combustível de alta temperatura.

3.2 VALORES TÉCNICOS ASSUMIDOS NO PROJETO

Para o estudo da modelagem e simulação do ciclo proposto, foi necessário fazer algumas considerações iniciais, que são listadas a seguir.

3.2.1 Ciclo a gás

Para o ar ambiente, foram assumidos pressão de 103,2 kPa, calor específico de 1 kJ/kgK e relação de calores específicos de 1,4 (ÇENGEL; BOLES, 2013; SILVA 2015).

Na primeira situação, onde será empregada a máxima vazão mássica, a massa específica é determinada pela temperatura e pressão no ponto 2, após o resfriamento. Na segunda situação, na qual a vazão mássica é constante, foi adotado o valor do caso base e mantido para os demais os casos.

No compressor, foi adotado uma compressão de 13 vezes a pressão atmosférica, gerando uma relação de pressão de valor 13, e o duto onde ocorre a sucção do ar do compressor foi assumido um valor de 0,76 m de diâmetro. A eficiência isentrópica foi fixada em 83%. Popli, Rodgers e Eveloy (2013) realizaram um estudo de um ciclo a gás, cuja vazão de gases de exaustão foi fixada nos mesmos parâmetros, juntamente com uma velocidade de 80 m/s. A formação de condensado depois da compressão foi estimada em 15%, visto que o esperado é um valor pouco maior do que 10 % (KIM et al., 2012; SILVA, 2015).

Na câmara de combustão, foi utilizada uma eficiência de 90% na modelagem, junto com uma queda de pressão de 5 %, aproximando o problema aos valores reais, e o combustível utilizado foi assumido como gás natural, com poder calorífico inferior de 50.000 kJ/kg.

A turbina a gás estudada apresenta eficiência isentrópica de 87% (POPLI; RODGERS; EVELOY, 2013; SILVA 2015). No presente estudo, a temperatura de saída foi fixada em 450 °C em sua condição nominal.

Para a caldeira de recuperação, para uma inicial configuração foi utilizado de eficiência de 85 %, variação de temperatura de *pinch point* de 20 °C e temperatura de chaminé de 150 °C, mas que serão posteriormente alterados, dentro da faixa real e de valores reais de projeto, para atender às equações de conservação de massa e de energia, que irão variar de acordo com o caso estudado. O vapor vivo será produzido na pressão de 5 MPa e temperatura de 400 °C, no processo de troca de calor entre os gases de exaustão e água líquida (pontos 25 e 26).

O Processo 1 utilizará 4,38 kg/s de vapor a 1 MPa e temperatura de 275 °C na entrada, e liberará vapor a 300 kPa e 150 °C em sua saída (pontos 27a e 28a). No condensador, será recebido 0,5 kg/s de vapor a 60 °C e título 0,96, e liberará em sua saída água líquida a 50 kPa e mesma temperatura (pontos 27 e 28), que será destinada a bomba 1, onde ocorrerá um aumento de pressão de 50 kPa para 300 kPa (pontos 28 e 29).

O vapor após saída do Processo 1 e água líquida na saída da bomba 1 são destinados ao desaerador, onde ocorrerá a condensação do vapor, juntando-se a água líquida, gerando em sua saída água líquida a 120 °C e 300 kPa (pontos 28a, 29 e 30). O desaerador também será alimentado com água a 150 °C e 300 kPa, apenas na segunda (ponto 40b) e terceira (ponto 40c) configurações, pois uma parcela do vapor vivo e do vapor do processo irá alimentar o SRA, tornando necessária uma reposição do fluido de trabalho de mesmo valor para que o ciclo a vapor seja fechado. Após a saída do desaerador, a água líquida será destinada a caldeira de recuperação, com auxílio da bomba 2, com pressão de 310 kPa (ponto 30 e 25). Em todos os casos citados, a vazão mássica de ar nos pontos 2 e 9 foi considerada igual.

3.2.1 Resfriamento evaporativo

Kim et al. (2012) conseguiram, através de estudos com o uso desse processo de resfriamento, uma diminuição da temperatura do ar na entrada do ciclo a gás de 49%, variando os parâmetros do estudo em diferentes situações. Com isso, o valor utilizado no presente estudo foi uma redução de 30% no valor da temperatura inicial, sendo um valor coerente em relação a um processo real.

3.2.1 Sistema de refrigeração por absorção

Neste estudo, para fins de comparação, foram utilizados dados de máquinas reais, fornecido através de catálogos de fabricantes. Os dados utilizados, foram de máquinas que poderiam atender o resfriamento esperado.

Sobre a escolha da mistura binária, como se trata de resfriamento de temperatura acima de 0 °C, o brometo de lítio configura a melhor opção, uma vez que projetos que utilizam amônia no processo tendem a ser mais caros, tanto em custos inicial e de operação, além de alta toxicidade (POPLI; RODGERS; EVELOY, 2013; SILVA, 2015).

Como são utilizadas diferentes formas de alimentação do gerador, teremos três configurações diferentes, gerando diferentes dados adotados para cada caso. O primeiro caso que utiliza gases de exaustão para alimentar o SRA, o que demanda máquina específica que utiliza somente gás em sua alimentação, e conforme catálogo THERMAX Exhaust fired chillers (2d series) (2015), é necessária uma variação de temperatura do gás da entrada para a saída entre 80 e 120 °C, possuindo um sistema de duplo efeito com COP igual a 1,4. Como a temperatura dos gases na saída da turbina a gás, é de 450 °C, na saída do gás, após fornecer calor para o gerador do SRA, será de 350 °C, adotando uma variação de 100 °C (pontos 31a e 32a) e COP de 1,4.

Na segunda configuração, onde se utiliza vapor vivo produzido a alta pressão na caldeira de recuperação, foi utilizada outro SRA específico que utiliza o vapor como fluido de trabalho. Conforme catálogo THERMAX STEAM DRIVEN-Vapour Absorption Chiller (2015), o vapor superaquecido deverá estar com pressão de 1 MPa e temperatura de 300 °C na entrada do gerador, e temperatura de 150 °C e mesma pressão na saída deste (entre pontos 33b e 34b), mas o fluido estará no estado de líquido comprimido, possuindo sistema de duplo efeito e COP de 1,4. Os valores citados foram todos adotados neste estudo, e como o vapor vivo produzido possui temperatura de 400 °C e pressão de 5 MPa, foi necessária a redução da temperatura para

300 °C através de um dessuperaquecedor (entre pontos 31b e 32b), e a redução da pressão através de uma válvula de expansão (entre pontos 32b e 33b) para atender os requisitos do SRA real.

Na última configuração, a alimentação do SRA é feita através de vapor de processo, que possuem menores valores de temperatura e pressão. Foi utilizado o mesmo SRA real da segunda configuração, adotando-se na entrada e saída desse os mesmos valores de temperatura e pressão, sendo novamente de duplo efeito (COP de 1,4). Apenas sendo necessário um aumento da temperatura antes da entrada do SRA, pois o vapor de processo adota o valor de 275 °C, que será realizado através de um superaquecedor, elevando a 300 °C.

3.3 EQUACIONAMENTO

Todos os cálculos deste estudo foram realizados com o software *Engineering Equation Solver* (EES), o qual possui uma biblioteca de parâmetros termodinâmicos para vários tipos de fluido.

3.3.1 Ciclo a gás

A tabela 1 fornece os balanços de massa e energia de cada equipamento do conjunto a gás que foram usados no equacionamento.

A área de sucção do compressor é calculada a partir do diâmetro de entrada, conforme a equação (6).

$$A_{comp} = \frac{\pi \cdot D_{comp}^2}{4} \quad (6)$$

O cálculo da vazão mássica do ciclo é possível, uma vez que os parâmetros de entrada do compressor são conhecidos, conforme equação (7).

$$\dot{m}_3 = \rho_{ar} \cdot V_{comp} \cdot A_{comp} \quad (7)$$

As equações (8) e (9) relacionam as temperaturas no ciclo (BALESTIERI, 2015). É importante verificar que, no ponto 3, a temperatura aumenta consideravelmente devido à

compressão; enquanto no ponto 5, a temperatura cai em razão da expansão sofrida pelos gases. Essa análise é coerente com o diagrama T-s da Figura 3.

$$T_3 = T_2 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{comp}} \left[rp_{comp}^{\frac{k_{ar}-1}{k_{ar}}} - 1 \right] \right\} \quad (8)$$

$$T_5 = T_4 \left\{ 1 - \eta_{t.gas} \left[1 - \left(\frac{1}{rp_{comp}} \right)^{\frac{k_{ar}-1}{k_{ar}}} \right] \right\} \quad (9)$$

No ciclo ideal, todo o calor da queima do combustível na câmara de combustão é transferido para o ar. Porém, como foi adotado um rendimento da câmara de 90%, o calor rejeitado é representado pela equação (10).

$$Q_{comb} = \dot{m}_7 PCI \eta_{cc} \quad (10)$$

Essa mesma quantidade é recebida pelo ar, conforme a equação (11).

$$Q_{comb} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (11)$$

Na caldeira de recuperação acontece a troca de calor entre os gases de exaustão e a água de alimentação do gerador. O calor gerado no equipamento, $Q_{cald.rec}$, devido aos gases é formulado com a equação presente na Tabela 3, referente ao lado gás.

A água recebe uma quantidade menor que a gerada, devido ao rendimento da caldeira de recuperação, com índice Q_{vapor} , sendo calculado pela equação (4).

Possibilitando essa quantidade de calor ser relacionado com a equação (12), referente ao lado vapor, semelhante a equação apresentada na Tabela 3.

$$Q_{vapor} = \dot{m}_{26} h_{26} - \dot{m}_{25} h_{25} \quad (12)$$

A temperatura do ponto 6 é calculada através da equação (13).

$$T_6 = T_5 + (T_{sat} + \Delta T_{pp} - T_5) \left(\frac{Q_{gases}}{Q_{ls}} \right) \quad (13)$$

Sendo T_{sat} a temperatura de saturação da água na pressão do vapor gerado (ponto 21) e Q_{gases} e Q_l , representados pelas equações (14) e (15), respectivamente.

$$Q_{gases} = \dot{m}_5 \cdot cp_{gases} \cdot (T_5 - T_{ch}) \quad (14)$$

$$Q_{ls} = \dot{m}_{25} (h_{26} - h_{LS}) \quad (15)$$

Além do rendimento do ciclo, representado pela equação (2), é importante calcular o a porcentagem de potência requerida pelo compressor em relação àquela que a turbina produz. Para tanto, é utilizada a Equação (16).

$$\beta = \frac{W_{comp}}{W_{t,gas}} \quad (16)$$

3.3.2 Sistema de refrigeração por absorção

A Tabela 4 fornece os balanços de massa e energia do SRA, que foram também usados no equacionamento. Será necessário o cálculo das vazões mássicas dispendidas em cada caso, e nas duas situações, para isso, será necessário a taxa de resfriamento do ar de entrada através do evaporador do SRA, através das equações 17 e 18.

$$Q_{resf} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 \quad (17)$$

$$Q_{evap} = Q_{resf} \quad (18)$$

A taxa de resfriamento se deve, ao emprego de calor no gerador, portanto com o COP, calculamos o calor necessário ao gerador, pela equação (19).

$$Q_{ger} = \frac{\dot{Q}_{resf}}{COP} \quad (19)$$

Com as equações 20a – 20c, pode-se calcular as vazões requeridas em cada caso:

$$\dot{m}_{31a} = \frac{cp_{gases} \cdot (T_{31a} - T_{32a})}{\dot{Q}_{ger}} \quad (\text{Gases de Exaustão}) \quad (20a)$$

$$\dot{m}_{31b} = \frac{(h_{33b} - h_{34b})}{\dot{Q}_{ger}} \quad (\text{Vapor Vivo}) \quad (20b)$$

$$\dot{m}_{31c} = \frac{(h_{32c} - T_{33c})}{\dot{Q}_{ger}} \quad (\text{Vapor de Processo}) \quad (20c)$$

3.3.3 Resfriamento evaporativo

A conservação da massa de água no resfriador é apresentada na equação (21).

$$\dot{m}_8 w_8 - \dot{m}_{10} = \dot{m}_9 w_9 \quad (21)$$

A massa de água no ponto 10 é calculada pela equação (22).

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_8 (w_9 - w_8) \quad (22)$$

A taxa de calor retirada do ar no processo de resfriamento evaporativo é calculada pela equação (23).

$$Q_{resf} = \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_9 h_9 \quad (23)$$

4 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Os resultados obtidos pela simulação no EES (caso base, três casos e duas situações), serão demonstrados a seguir nas Tabelas 5 a 11.

Em todos os casos, todos os parâmetros tecnológicos foram atendidos. Quando se utiliza o SRA no resfriamento, foi necessário a alteração do *pinch point* e da temperatura de chaminé da caldeira de recuperação, para atender a produção de vapor necessária ao ciclo a vapor, mas os valores destes se encontram dentro da faixa esperada de 10 a 30 °C para o *pinch point* e de 100 a 200 °C para a temperatura de chaminé.

Ao se tratar do Caso 1, tabelas 5 e 6, a eficiência foi mais alta na situação onde a vazão máxima é utilizada, embora isso tenha acarretado um consumo maior de combustível, apresentando um aumento de rendimento de 3,1%, e na segunda situação, vazão constante, o aumento foi de 1,5%, ambos em relação ao caso base.

Para o Caso 2, tabelas 8 e 9, chegou-se a um resultado bem próximo para o rendimento nas subdivisões A, B e C, e com relação ao caso base, apresentaram um aumento de rendimento em torno de 9% para situação de vazão máxima, e em torno 8% para a situação de vazão constante. Em comparação com o Caso 1, que utiliza o resfriamento evaporativo, constata-se um aumento em torno de 6 % do rendimento, em ambas situações.

Chegou-se também no valor das vazões mássicas utilizadas no SRA, onde todos os casos utilizaram vazões mássicas relativamente baixas com a total utilizado no ciclo, nas duas situações. No qual o caso 2C, que utiliza vapor de processo, apresentou a melhor eficiência em ambas situações, havendo um destaque para a situação que utiliza a vazão constante, pois utiliza menos combustível, e ainda sim apresenta um rendimento elevado de 54,15 %.

No Caso 3, tabelas 9 e 10, o rendimento se apresentou bem próximo para todas as subdivisões, apresentando um aumento do rendimento de 5%, com relação ao Caso 1, e houve um decréscimo com relação ao Caso 2 entre 0,4 a 0,6% conforme subdivisão do caso. Com relação ao caso base, os aumentos foram em torno 8% para primeira situação e 7% para a segunda situação. Tratando-se do consumo de combustível, o Caso 3 apresentou aumento, em ambas situações com relação ao Caso 2, em contrapartida, o consumo de vazões mássicas empregadas no SRA foi menor, em ambas situações estudadas.

Tabela 5 – Resultados do Caso base.

Parâmetros analisados	Valores obtidos
T_1 – sem resfriamento	45
$\dot{m}_{ar}$ [kg/s]	40,24
$\dot{W}_{comp}$ [kW]	16.799
$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	0,733
$\dot{Q}_{comb}$ [kW]	36.666
T_4 - T. após combustão [°C]	1.191
ΔT_{pp} [°C]	20
T'_{ch} [°C]	135,7
$\dot{W}_{liq}$ [kW]	16.825
η_{ciclo} [%]	45,80

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6 – Resultados do Caso 1, vazão máxima.

Parâmetros analisados	Valores obtidos
T_2 - T. após resfriamento [°C]	31,5
$\dot{m}_{ar}$ [kg/s]	42,03
$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	0,841
$\dot{Q}_{comb}$ [kW]	42.015
T_4 - T. após combustão [°C]	1.230
ΔT_{pp} [°C]	20
T'_{ch} [°C]	134,7
$\dot{W}_{liq}$ [kW]	20.546
η_{ciclo} [%]	48,90

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7 – Resultados Caso 1, vazão constante.

Parâmetros analisados	Valores obtidos
T_2 - T. após resfriamento [°C]	31,5
$\dot{W}_{comp}$ [kW]	15.953
$\dot{m}_{comb}$ [Kg/s]	0,806
$\dot{Q}_{comb}$ [kW]	40.279
T_4 - T. após combustão [°C]	1.164
ΔT_{pp} [°C]	20
T'_{ch} [°C]	136,2
$\dot{W}_{liq}$ [kW]	19.033
η_{ciclo} [%]	47,30

Fonte: Autoria própria.

Tabela 8 – Resultados Caso 2, vazão máxima.

Parâmetros analisados	Valores Obtidos		
	CASO 2A	CASO 2B	CASO 2C
T_2 - T. após resf. [°C]	22,5	22,5	22,5
$\dot{m}_{ar}$ [kg/s]	43,31	43,31	43,31
$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	0,8606	0,8662	0,8656
$\dot{Q}_{comb}$ [kW]	43.029	43.312	43.312
T_4 - T. após comb. [°C]	1.204	1.209	1.209
ΔT_{pp} [°C]	18	18	18
T'_{ch} [°C]	111,3	140,1	140,2
$\dot{W}_{liq}$ [kW]	23.674	23.951	22.543
$\dot{m}_{alim-SRA}$ [kg/s]	6,165 (G.ex)	0,306 (V.vivo)	0,306 (V.proc)
η_{ciclo} [%]	55,02	55,30	55,40

Fonte: Autoria própria

Tabela 9 – Caso 2, vazão constante

Parâmetros analisados	Valores Obtidos		
	CASO 2A	CASO 2B	CASO 2C
T_2 - T. após resf. [°C]	22,5	22,5	22,5
$\dot{W}_{comp}$ [kW]	15.482	15.482	15.482
$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	0,8054	0,8048	0,8039
$\dot{Q}_{comb}$ [kW]	40.270	40.238	40.196
T_4 - T. após comb. [°C]	1.210	1.210	1.209
ΔT_{pp} [°C]	18	18	18
T'_{ch} [°C]	100,2	117,9	117,9
$\dot{W}_{liq}$ [kW]	21.746	21.753	21.768
$\dot{m}_{alim-SRA}$ [kg/s]	5,726 (G.ex)	0,284 (V.vivo)	0,284 (V.proc)
η_{ciclo} [%]	54,00	54,06	54,15

Fonte: Autoria própria

Tabela 10 – Resultados Caso 3, vazão máxima

Parâmetros analisados	Valores Obtidos		
	CASO 3A	CASO 3B	CASO 3C
T_2 - T. após resf. [°C]	15,75	15,75	15,75
$\dot{m}_{ar}$ [kg/s]	44,33	44,33	44,33
$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	0,8835	0,8899	0,8880
$\dot{Q}_{comb}$ [kW]	44.173	44.4933	44.402
T_4 - T. após comb. [°C]	1194	1197	1195
ΔT_{pp} [°C]	18	18	18
T'_{ch} [°C]	135,3	152,7	152,7
$\dot{W}_{liq}$ [kW]	24.123	24.388	24.341
$\dot{m}_{alim-SRA}$ [kg/s]	4,287 (G.ex)	0,214 (V.v)	0,214 (V.p)
η_{ciclo} [%]	54,61	54,79	54,82

Fonte: Autoria Própria

Tabela 11 – Caso 3, vazão constante.

Parâmetros analisados	Valores Obtidos		
	CASO 3A	CASO 3B	CASO 3C
T_2 - T. após resf. [°C]	15,75	15,75	15,75
$\dot{W}_{comp}$ [kW]	15.128	15.128	15.128
$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	0,8050	0,8053	0,8046
$\dot{Q}_{comb}$ [kW]	40.252	40.264	40.232
T_4 - T. após comb. [°C]	1.194	1.195	1.194
ΔT_{pp} [°C]	15	15	15
T'_{ch} [°C]	103,0	97,49	97,47
$\dot{W}_{liq}$ [kW]	21349	21.352	21.460
$\dot{m}_{alim-SRA}$ [kg/s]	4,067 (G.ex)	0,195 (V.vivo)	0,195 (V.proc)
η_{ciclo} [%]	53,04	53,03	53,09

Fonte: Autoria própria

Com os resultados obtidos foi possível calcular o custo do consumo de gás natural. Foi necessária a conversão da unidade da vazão mássica do combustível de kg/s para Nm³/mês, pela equação (24). Para se determinar o custo, utilizou-se como base a tarifa da COMGÁS (2016), que requiere o conhecimento do tipo de uso, no caso Cogeração, classe de consumo, Classe 9 (>10.000.000 m³/mês) e por último a opção que varia entre - Cogeração de Energia Elétrica destinada ao consumo próprio, ou - à venda a consumidor final ou Cogeração de Energia Elétrica destinada à revenda a distribuidor. No presente estudo, a variável se enquadra na primeira situação. Considerando um uso de 8000 horas/ano.

$$Consumo \left[\frac{Nm^3}{mês} \right] = \dot{m}_{comb} \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot \frac{1}{0,75} \left[\frac{Nm^3}{kg} \right] \cdot \frac{8000}{12} \left[\frac{h}{mês} \right] \cdot 3600 \left[\frac{s}{min} \right] \cdot 60 \left[\frac{min}{h} \right] \quad (24)$$

A tarifa, conforme dados citados acima, é de 0,136465 R\$/m³, de posse deste valor foi possível a construção das Tabelas 12 e 13.

Pode-se constatar que, com relação ao rendimento, retirando o caso de resfriamento evaporativo devido a apresentar um rendimento diferente dos demais, os casos que envolvem o uso de gás de exaustão, Casos 2A e 3A, resultam em um custo anual menor em comparação aos demais, apresentando um custo ainda mais elevado dos Casos 2B, 2C, 3B e 3C para a situação de vazão mássica máxima empregada.

Tabela 12 – Análise de Custos e consumo, vazão máxima

Parâmetro	RE	SRA			RE+SRA		
	CASO 1	CASO 2A	CASO 2B	CASO 2C	CASO 3A	CASO 3B	CASO 3C
$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	0,8411	0,8606	0,8662	0,8656	0,8835	0,8899	0,888
η_{ciclo} [%]	48,9	55,02	55,3	55,4	54,61	54,79	54,82
Consumo [Nm ³ /mês]	1,6149E+08	1,6524E+08	1,6631E+08	1,6620E+08	1,6963E+08	1,7086E+08	1,7050E+08
Consumo [Nm ³ /ano]	1,9379E+09	1,9828E+09	1,9957E+09	1,9943E+09	2,0356E+09	2,0503E+09	2,0460E+09
Custo [R\$/ano]	264.454.759	270.585.858	272.346.584	272.157.935	277.785.970	279.798.228	279.200.839
Diferença [R\$]	-----	0	1.760.726	1.572.076	0	2.012.258	1.414.869

Fonte: Autoria própria

Tabela 13 - Análise de Custos e consumo, vazão constante

Parâmetro	RE	SRA			RE+SRA		
	CASO 1	CASO 2A	CASO 2B	CASO 2C	CASO 3A	CASO 3B	CASO 3C
$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	0,806	0,8054	0,8048	0,8039	0,8050	0,8053	0,8046
η_{ciclo} [%]	47,30	54,00	54,06	54,15	53,04	53,03	53,09
Consumo [Nm ³ /mês]	1,5475E+08	1,5464E+08	1,5452E+08	1,5435E+08	1,5456E+08	1,5462E+08	1,5448E+08
Consumo [Nm ³ /ano]	1,8570E+09	1,8556E+09	1,8543E+09	1,8522E+09	1,8547E+09	1,8554E+09	1,8538E+09
Custo [R\$/ano]	2,5342E+08	2,5323E+08	2,5304E+08	2,5276E+08	2,5310E+08	2,5320E+08	2,5298E+08
Diferença [R\$]	-----	471.623,04	282.973,82	0,00	125.766,14	220.090,75	0,00

Fonte: Autoria Própria

5 CONCLUSÃO

Neste trabalho, foi possível a realização de análises de ciclos combinados, com sistemas de resfriamento do ar de entrada inicial do ciclo, situado antes da entrada ao compressor. Isso só foi possível pelo uso do software Engineering Equation Solver (EES), no qual foi simulado um ciclo combinado, com características e situações próximas da realidade possível, e dentro de todos os parâmetros técnicos e físicos.

Com ciclo estruturado no EES, foi-se integrado o sistema de resfriamento evaporativo, acionado pelo spray de minúsculas gotículas de água, e sistemas de refrigeração por absorção e suas diferentes formas de acionamento (gases de exaustão, vapor vivo e vapor de processo).

Foram realizadas simulações da seguinte forma: simulação de um caso base sem resfriamento algum; simulação do ciclo combinado com resfriamento evaporativo; simulação do ciclo combinado com sistema de absorção e a simulação com resfriamento evaporativo integrado ao sistema de absorção. Em duas situações: vazão mássica de ar máxima compreendida pelo duto de entrada e vazão mássica constante, requerendo menos potência do compressor para realização da compressão. Gerando um total de 15 ciclos simulados.

Considerando os valores obtidos, o resfriamento do ar de entrada se mostrou de grande valia para o aumento da eficiência do ciclo combinado, mesmo este possuindo um valor maior quando comparado a um ciclo a gás, confirmando sua eficácia. Através disto, pode-se produzir mais potência a partir da energia empregada pelo combustível, elevando seu aproveitamento, mostrando-se uma possível solução em resposta a crescente demanda energética mundial.

Pela análise comparativa, podemos recomendar o uso do sistema de absorção, em especial ao que utiliza gases de exaustão para seu acionamento, em vistas de um menor consumo de combustível, e na situação de vazão constante, utilizando novamente menos combustível, e ainda é possível seu emprego em ciclos em funcionamento, pois não irão requerer alterações significativas, principalmente nas seções de dutos, entrada e saídas. Pode-se recomendar também o sistema que integra os dois tipos de resfriamento, pois ainda apresentam altos rendimento.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

De posse das vazões mássicas necessárias para acionamento do SRA, para uma análise mais profunda e exata, seria necessário o cálculo das exergias, que irão mostrar o potencial

empregado em cada caso analisado no presente estudo. Acredita-se que o gás de exaustão apresentará melhores resultados, pois nos processos atuais, ele é descartado para a atmosfera após sua utilização na caldeira de recuperação. Com isso, realizar uma melhor análise energética, possibilitando uma maior e melhor análise dos custos empregados.

REFERÊNCIAS

- AL-IBRAHIM, A. M.; VARNHAM, A. A review of inlet air-cooling Technologies for enhancing the performance of combustion turbines in Saudi Arabi. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, p. 1879-1888, 2010
- ANEEL. Energia no Brasil e no mundo. **Atlas de Energia Elétrica no Brasil**. [2009]. p. 39-48.
- ARZU SENÇAN; KEMAL A. YAKUT; SOTERIS A. KALOGIROU. Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems. **Renewable Energy**, v. 30, p. 645–657 (2005)
- BALESTIERI, J.A.P. **Ciclos térmicos a gás (parte 2)**. Disponível em: <<http://intranet.feg.unesp.br/aa/material/Perrella/Aulas/4-Ciclo-a-gas-parte-2.pdf>>. Acesso em: 25 out 2016.
- BORGNAKKE; SONNTAG. **Fundamentos da Termodinâmica**. 7 ed. São Paulo Blucher, 2009. 461p.
- CASTRO, W. P. **Projeto de sistemas de climatização por resfriamento evaporativo**. (2003). Disponível em: <http://www.laar.unb.br/Relatorios_PG/Relatorio_final_Wagner_Castro.pdf>. Acesso em: 11 jun 2016
- ÇENGEL, Y.A.; BOLES, M.A. **Termodinâmica**. 7 ed. Porto Alegre: McGraw-Hill Interamericana, 2013. 1018 p.
- COMGÁS. **Tarifa consumo de gás natural, Cogeração**. 2016. Disponível em <<http://www.comgas.com.br/pt/nossosServicos/Tarifas/Paginas/residencial.aspx>> Acesso 24 nov 2016.
- COOLER INTERNATIONAL [2016]. Disponível em <<http://www.coolair.pt/pt/como-funciona>>. Acesso em 15 jul 2016
- HEROLD, K.E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S.A. **Absorption chillers and heat pumps**. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 1996. 329 p.
- KIM, K.H; KO, H.J; KIM, K. BLANCO, H.P. Analysis of water droplet evaporation in gas turbine inlet fogging process. **Applied Thermal Engineering**. v. 33-34, p. 62-69, 2012
- LORA, E.E.S; NASCIMENTO, M.A.R. **Geração Termelétrica**. 1 ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2004. v. 1, 631 p.
- M. AMERI; S.H. HEJAZI. The study of capacity enhancement of the Chabahar gas turbine installation using an absorption chiller. **Applied Thermal Engineering** v. 24, p. 59–68 (2004).
- MORAN, M. J; SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 4 ed Rio de Janeiro: LTC, 2002, 681p.

NAJJAR, Y.S.H.; ABUBAKER, A.M. Indirect evaporative combined inlet air cooling with gas turbines for green power technology. **International Journal of Refrigeration**. No prelo.

POPLI, S.; RODGERS, P.; EVELOY, V. Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, p. 918-931, 2013.

PRASARTKAEW, B. Performance test of a small size LiBr-H₂O absorption chiller. **Energy Procedia**. V.56, p.487-497, 2014.

SILVA, F. S. **Modelagem e simulação de ciclos a gás com resfriamento de ar de entrada**. Trabalho de conclusão de curso, 2015.

THERMAX. **Exhaust fired chillers (2d series)**. 2015. Disponível em
< <http://www.thermaxglobal.com/pdf/Exhaust-Driven.pdf> > Acesso em 10 set 2016

THERMAX. **Steam driven vapour Absorption Chiller**. 2B/2015/EXP. Disponível em
< http://www.thermax-europe.com/resources/pdf/Steam_driven.pdf >. Acesso em 01 set 2016.