

**UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS  
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
NÍVEL MESTRADO**

**FERNANDO RODRIGUES**

**ANÁLISE TERMODINÂMICA, EXERGÉTICA E TERMOECONÔMICA DE UM  
CICLO COMBINADO COM RESFRIAMENTO DO AR DE ENTRADA**

**SÃO LEOPOLDO  
2019**

FERNANDO RODRIGUES

**ANÁLISE TERMODINÂMICA, EXERGÉTICA E TERMOECONÔMICA DE UM  
CICLO COMBINADO COM RESFRIAMENTO DO AR DE ENTRADA**

Dissertação apresentada como pré-requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UNISINOS

Orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander

Coorientador: Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha

Banca Examinadora:

Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Flávia Schwarz Franceschini Zinani (UNISINOS/PPGEM)

Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan (UNISINOS/PPGEM)

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider (UFRGS/PROMECC)

SÃO LEOPOLDO  
2019



## RESUMO

Nas últimas décadas, as usinas termelétricas vêm ganhando destaque no setor energético brasileiro devido ao aumento na demanda de energia e a busca por maior confiabilidade do sistema de geração, em decorrência do aumento de períodos de Energia Natural Afluyente (ENA) abaixo da Média de Longo Termo (MLT) no sudeste, região com os maiores reservatórios do país. Por ser uma energia não renovável, é necessário que sejam feitos estudos que proporcionem um melhor desempenho na utilização de energia térmica. Desta forma, este trabalho propõe a análise, através de simulação no *software* EES (*Engineering Equation Solver*), de uma usina de geração termelétrica em ciclo combinado com o uso de dois sistemas de resfriamento do ar de entrada da turbina a gás, sendo eles o resfriamento pelo método evaporativo e o resfriamento pelo método da compressão mecânica de vapor, para analisar os possíveis ganhos de geração em duas cidades, Porto Alegre - RS e Mossoró - RN. Os resultados encontrados mostram uma melhora no comportamento da usina em todos os aspectos com a adição do resfriamento. O resfriamento evaporativo proporcionou aumento de 0,9% e de 1,5% na geração de energia média anual em Porto Alegre e Mossoró, e 0,5% e 0,8% de eficiência exergética, respectivamente. O custo unitário de energia apresentou uma queda de US\$ 120,13/MWh para US\$ 114,88/MWh em Porto Alegre e de US\$ 121,17/MWh para US\$ 118,6/MWh em Mossoró. O uso do resfriamento por compressão mecânica de vapor atingiu um aumento médio na potência anual gerada de 5,6% em Porto Alegre e de 8,5% em Mossoró e 0,5% e 0,6% de aumento médio na eficiência exergética, na mesma ordem. O valor unitário da energia chegou à US\$ 113,71/MWh em Porto Alegre e US\$ 117,08/MWh em Mossoró.

Palavras-chave: Ciclo Combinado. Refrigeração. Análise Exergética.

## **ABSTRACT**

In the last decades, thermoelectric power plants have been at highlights in the Brazilian energy sector due to the increase in energy demand and the search for greater reliability of the generation system, due to the increase of periods of Affluent Natural Energy (ANE) below Average of Long Term (MLT) in the southeast, region with the largest reservoirs in the country. Because it is a non-renewable energy, studies that provide a better performance in the use of thermal energy are required. In this way, this work proposes the analysis, through simulation in the EES (Engineering Equation Solver) software, of a thermoelectric combined cycle power plant with the use of two systems for the gas turbine inlet air cooling, being the evaporative cooling and the cooling by the mechanical steam compression method, to analyze the possible generation gains in two cities, Porto Alegre - RS and Mossoró - RN. The results show an improvement in the behavior of the plant in all aspects with the addition of cooling. Evaporative cooling provided an increase of 0.9% and 1.5% in annual average energy generation in Porto Alegre and Mossoró, and 0.5% and 0.8% exergetic efficiency, respectively. The unit cost of energy decreased from US\$ 120.13 / MWh to US \$ 114.88 / MWh in Porto Alegre and from US\$ 121.17 / MWh to US\$ 118.6 / MWh in Mossoró. The use of mechanical steam compression cooling resulted in an average increase in the annual power generation of 5.6% in Porto Alegre and 8.5% in Mossoró and 0.5% and a 0.6% increase in exergetic efficiency, in the same order. The unitary value of energy reached US\$ 113.71 / MWh in Porto Alegre and US\$ 117.08 / MWh in Mossoró.

**Key words:** Combined Cycle. Cooling. Exergetic Analysis.

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de agradecer à minha esposa Jaqueline pela paciência, amor e apoio.

Aos meus pais e irmãos pelo incentivo incondicional.

Agradeço também meus orientadores Dr. Paulo Roberto Wander e Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha pela disponibilidade e colaboração fundamental para a elaboração deste trabalho.

Aos Engenheiros João Carlos Antonioli e Robinson Carasai, da Johnson Controls, pela prestatividade e pelas informações técnicas fornecidas, contribuindo para uma melhor precisão do modelo.

À CAPES:

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

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Capacidade instalada por fonte na matriz energética brasileira de 1974 a 2017 .	16
Figura 1.2 - Participação percentual de carga instalada no Brasil por fonte de geração do ano 2000 a 2013 .....	17
Figura 2.1 - Comparação entre entropia e temperatura nos diferentes processos, (a) Turbina a gás em ciclo aberto; (b) Turbina a vapor sem reaquecimento; (c) Turbina a vapor com reaquecimento; (d) Ciclo combinado com uma turbina a gás no ciclo superior e uma turbina a vapor no ciclo inferior. ....	19
Figura 2.2 - Distribuição de energia em uma planta de geração de ciclo combinado .....	20
Figura 2.3 - Efeito da temperatura de entrada no compressor na potência de saída, heat rate, vazão e temperatura no exausto de uma turbina a Gás GE MS7241(FA).....	21
Figura 2.4 - Comportamento do resfriamento evaporativo na carta psicrométrica.....	26
Figura 2.5 – (a) Funcionamento de um resfriador evaporativo para turbinas (b) Instalação do sistema na casa de filtros .....	27
Figura 2.6 - (a) Configuração do meio corrugado, (b) coordenadas do sistema e domínio físico .....	27
Figura 2.7 – Esquema simplificado do chiller acionado por motor elétrico.....	28
Figura 2.8 - Disposição das serpentinas de troca de calor na casa de filtro .....	29
Figura 2.9 - Comportamento do resfriamento do ar por compressão mecânica de vapor na carta psicrométrica .....	29
Figura 2.10 - Quadro resumo componentes exergéticos .....	32
Figura 2.12 – Método análise paramétrica .....	36
Figura 3.1 – Mapa climático do Brasil com Porto Alegre e Mossoró.....	38
Figura 3.2 – Configuração da instalação em estudo.....	39
Figura 3.3 – Bloco do turbina a gás.....	40
Figura 3.4 – Bloco da caldeira de recuperação.....	40
Figura 3.5 – Bloco da turbina a vapor .....	40
Figura 3.6 – Caldeira de recuperação com 3 níveis de pressão.....	46
Figura 3.7 – Vazões de água e vapor na caldeira .....	47
Figura 3.8 – Sequência dos trocadores da caldeira de recuperação.....	48
Figura 3.9 – Diagrama Txs simplificado da usina.....	51
Figura 3.10 – Fluxograma da usina em estudo.....	52
Figura 3.11 - Curva de performance do meio rígido TURBOdek de 300mm.....	55

Figura 3.12 – Comportamento do resfriamento evaporativo não adiabático na carta psicrométrica do ar .....	56
Figura 3.13 – Esquemático dos chillers na planta .....	58
Figura 3.14 - Dados do chiller YKR2R4K4-DHG com delta T fixo de 8 °C .....	59
Figura 3.15 – Dados do Chiller YKR1R5K4-DHG com delta T fixo de 5 °C.....	59
Figura 3.16 – PEC calculado x PEC de referência .....	61
Figura 3.17 – <i>Software</i> E-clima Johnson Controls para simulação das serpentinas .....	62
Figura 3.18 – Serpentina de resfriamento YE50TCSSGBPZS da York. ....	63
Figura 3.19 – Instalação das serpentinas na casa de filtros .....	63
Figura 3.20 – Dados coletados no <i>software</i> E-clima para a seleção de 44 serpentinas e vazão de água gelada de 46 m <sup>3</sup> /h .....	64
Figura 3.21 – Capacidade da serpentina calculada em função da capacidade de referência....	65
Figura 3.22 – Temperatura da água gelada na saída serpentina calculada em função da referência .....	65
Figura 3.23 – Umidade relativa do ar na saída da serpentina calculada em função da referência .....	66
Figura 3.24 –Temperatura calculada do ar na saída da serpentina em função da referência ...	67
Figura 3.25 – Queda de pressão calculada do ar ao passar pela serpentina em função da referência .....	68
Figura 3.26 – Taxas de custo associadas aos insumos e produtos de cada componente.....	70
Figura 3.27 – Esquemático da análise paramétrica .....	77
Figura 3.28 – Curvas de performance do meio rígido CELdek 7090-15 .....	78
Figura 4.1 – Comparação entre o ciclo combinado com e sem o uso do resfriamento evaporativo em Porto Alegre - RS .....	79
Figura 4.2 - Comparação entre o ciclo combinado com e sem o uso do resfriamento evaporativo em Mossoró – RN.....	80
Figura 4.3 – Comparação entre o ciclo combinado com e sem o uso do resfriamento com chiller de 334 L/s e 44 serpentinas em Porto Alegre RS .....	83
Figura 4.4 - Comparação entre o ciclo combinado com e sem o uso do resfriamento com chiller de 209 L/s e 44 serpentinas em Mossoró, RN .....	83
Figura 4.5 – COP do sistema de resfriamento e somente do chiller em função de TBU para Porto Alegre.....	86

Figura 4.6 - COP do sistema de resfriamento e somente do chiller em função de TBU para Mossoró .....	87
Figura 4.7 – Maiores irreversibilidades da planta operando em condição normal para as duas cidades .....	90
Figura 4.8 – Comparação dos valores médios para o custo de produção de energia para cada configuração e localidade .....	92
Figura 4.9 – Custo unitário médio anual da energia em função do número de serpentinas e $\Delta T$ de água gelada do chiller .....	94
Figura 4.10 – Potência média anual gerada em função do número de serpentinas e $\Delta T$ de água gelada do chiller.....	95
Figura 4.11 – Eficiência exergética média anual do ciclo combinado em função do número de serpentinas e $\Delta T$ de água gelada do chiller.....	95
Figura 4.12 – Comportamento da potência da planta e temperatura de entrada do ar no compressor em função da profundidade do meio rígido .....	96
Figura 4.13 – Eficiência do ciclo combinado e vazão mássica de ar em função da profundidade do meio rígido.....	97
Figura 4.14 – Custo unitário médio da geração de energia em função da profundidade do meio rígido.....	98

### **LISTA DE TABELAS**

Tabela 2.1 - Quadro das taxas de custo associadas com o combustível e o produto e as relações termodinâmicas auxiliares para os componentes em regime permanente.....	35
Tabela 3.1 – Divisão dos gases para cada seção da caldeira de recuperação .....	49
Tabela 3.2 – Temperatura dos gases para cada trocador .....	49
Tabela 3.3 – Dados de entrada.....	53
Tabela 3.4 – Insumos e produtos exergéticos para os principais componentes da planta.....	69
Tabela 3.5 – Custo dos componentes da turbina a gás .....	72
Tabela 3.6 – Custo dos componentes da caldeira de recuperação.....	72
Tabela 3.7 – Custo dos componentes da turbina a vapor .....	73
Tabela 3.9- Custo da bomba de alimentação.....	74
Tabela 3.10 - Composição do Custo Total de Investimento.....	75
Tabela 3.11 - Nivelamento dos custos de investimento dos equipamentos .....	76
Tabela 4.1 –Principais resultados com uso do resfriamento evaporativo.....	81

Tabela 4.2 – Eficiência de 1ª Lei dos ciclos .....	82
Tabela 4.3 - Principais resultados obtidos com uso do resfriamento por compressão mecânica de vapor .....	<b>Erro! Indicador não definido.</b>
Tabela 4.4 – Eficiência de 1ª Lei para os ciclos com e sem resfriamento.....	85
Tabela 4.5 – Irreversibilidade, eficiência de segunda Lei e irreversibilidade em relação a planta para os principais componentes da planta para a localidade de Porto Alegre.....	88
Tabela 4.6 - Irreversibilidade, eficiência de segunda Lei e irreversibilidade em relação a planta para os principais componentes da planta para a localidade de Mossoró .....	89
Tabela 4.7 – Eficiência de 2ª Lei dos ciclos .....	90
Tabela 4.8 – Custo da produção de energia [US\$/MWh].....	91
Tabela 4.9 – Principias custos exergéticos da planta.....	92

## LISTA DE SIGLAS

EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
NO <sub>x</sub>	Óxidos de Nitrogênio
OCTE	Óleo Combustível Para Turbina Elétrica

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\dot{c}$	Taxa de Custo Exergético [US\$/s]
$c$	Custo Unitário Exergético [US\$/kJ]
CAE	Custo Anual Equivalente [US\$]
CAP	Capacidade de Refrigeração [kW]
CCE	Custo de Compra de Equipamento [US\$]
COP	Coefficiente de Performance
$c_p$	Calor Específico [kJ/(kg°C)]
CTI	Custo Total do Investimento [US\$]
EHRCTC	Entalpia Hora Resfriamento Ciclo Térmico de Compressão [kJh/kg]
$g$	Aceleração da Gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
GHRE	Graus Hora Resfriamento Evaporativo [°Ch]
$h$	Entalpia Específica [kJ/kg]
$\dot{m}$	Vazão Mássica [kg/s]
$P$	Pressão [kPa]
PCI	Poder Calorífico Inferior [kJ/kg]
PEC	Potência Elétrica Consumida em Função da Temperatura [kW]
$\dot{Q}$	Taxa de Transferência de Calor [kW]
$Q$	Calor [kJ]
$s$	Entropia Específica [kJ/kgK]
$S$	Entropia [kJ/K]
$T$	Temperatura [°C]
TAC	Temperatura da Água Gelada do Chiller [°C]
TAR	Temperatura da Água de Resfriamento do Chiller [°C]
TBS	Temperatura de Bulbo Seco [°C]
TBU	Temperatura de Bulbo Úmido [°C]
TET	Temperatura de Entrada na Turbina [°C]
$v$	Volume Específico [kg/m <sup>3</sup> ]
$V$	Velocidade [m/s]
VACH	Vazão de Água do Chiller [l/s]
$W$	Trabalho [kJ]
$\dot{W}$	Potência [kW]

$\dot{X}$	Taxa de Exergia [kW]
X	Exergia [kW]
z	Altura de Referência [m]
$\varepsilon$	Efetividade [%]
$\eta$	Eficiência [%]
$\lambda$	Excesso de ar
$\varphi$	Umidade Relativa [%]
$\gamma$	Relação de Calores Específicos

## SUBÍNDICES

0	Condição de referência
Ag	Água
Ag,inj	Água de Injeção
Alim	Alimentação da Caldeira
Ar	Ar Atmosférico
AS	Ar Seco
atm	Atmosférica
Bomb	Bomba
CC	Ciclo Combinado
CH	Chiller
CI	Custo de investimento
Comp	Compressor
Cond	Condensado
D	Destruída
e	Entrada
evap	Evaporação
f	Insumos
Gases	Gases de Exaustão da Turbina a Gás
Ger	Gerador
HP	Alta Pressão
HPECO1	Economizador de Alta Pressão 1
HPECO2	Economizador de Alta Pressão 2

HPECO3	Economizador de Alta Pressão 3
HPECO4	Economizador de Alta Pressão 4
HPEVA	Evaporador de Alta Pressão
HPSH1	Superaquecedor de Alta Pressão 1
HPSH2	Superaquecedor de Alta Pressão 2
HPSH3	Superaquecedor de Alta Pressão 3
HRSG	Heat Recovery Steam Generator
II	Segunda Lei
IP	Média Pressão
IPECO	Economizador de Média Pressão
IPEVA	Evaporador de Média Pressão
IPRH1	Reaquecedor de Média Pressão 1
IPRH2	Reaquecedor de Média Pressão 2
IPSH	Superaquecedor de Média Pressão
iso	Isentrópico
LP	Baixa Pressão
LPECO	Economizador de Baixa Pressão
LPEVA	Evaporador de Baixa Pressão
LPSH	Superaquecedor de Baixa Pressão
mec	Mecânica
MOS	Mossoró
mrig	Meio Rígido
OM	Custo de Operação e Manutenção
p	Produtos
POA	Porto Alegre
Resf	Resfriamento
s	Saída
TG	Turbina a Gás
TGCB	Turbina a Gás Ciclo Brayton
tot	Total
TV	Turbina a Vapor
v	vapor
vs	Vapor saturado

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>16</b>
1.1 OBJETIVO .....	18
<b>1.1.1 Objetivos específicos .....</b>	<b>18</b>
1.2 DELIMITAÇÕES DO TRABALHO .....	18
1.3 JUSTIFICATIVA .....	18
<b>2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>19</b>
2.1 CICLO COMBINADO .....	19
2.2 PRINCIPAIS FATORES QUE INFLUENCIAM NA EFICIÊNCIA DE TURBINAS A GÁS.....	20
2.3 RESFRIAMENTO DO AR DE ENTRADA DE TURBINAS A GÁS .....	23
<b>2.3.1 Resfriamento Evaporativo.....</b>	<b>25</b>
<b>2.3.2 Resfriamento por Compressão Mecânica de Vapor .....</b>	<b>28</b>
2.4 ANÁLISE EXERGÉTICA .....	30
2.5 ANÁLISE TERMOECONÔMICA.....	32
2.6 ANÁLISE PARAMÉTRICA .....	36
<b>3 METODOLOGIA.....</b>	<b>38</b>
3.1 MODELAGEM DO CICLO COMBINADO.....	39
<b>3.1.1 Ciclo a Gás .....</b>	<b>41</b>
<b>3.1.2 Ciclo a Vapor .....</b>	<b>45</b>
<b>3.1.3 Dados de entrada.....</b>	<b>53</b>
3.2 MODELAGEM DO RESFRIAMENTO EVAPORATIVO .....	54
3.3 MODELAGEM DO RESFRIAMENTO POR COMPRESSÃO DE VAPOR .....	57
<b>3.3.1 Chiller de compressão de vapor.....</b>	<b>58</b>
<b>3.3.2 Serpentina de resfriamento .....</b>	<b>61</b>
3.4 MODELAGEM DA ANÁLISE EXERGÉTICA .....	68
3.5 MODELAGEM DA ANÁLISE TERMOECONÔMICA.....	69
<b>3.5.1 Custo do combustível .....</b>	<b>71</b>
<b>3.5.2 Custo dos componentes.....</b>	<b>71</b>
3.5.2.1 Turbina a gás.....	72
3.5.2.2 Caldeira de Recuperação .....	72
3.5.2.3 Turbina a Vapor .....	73

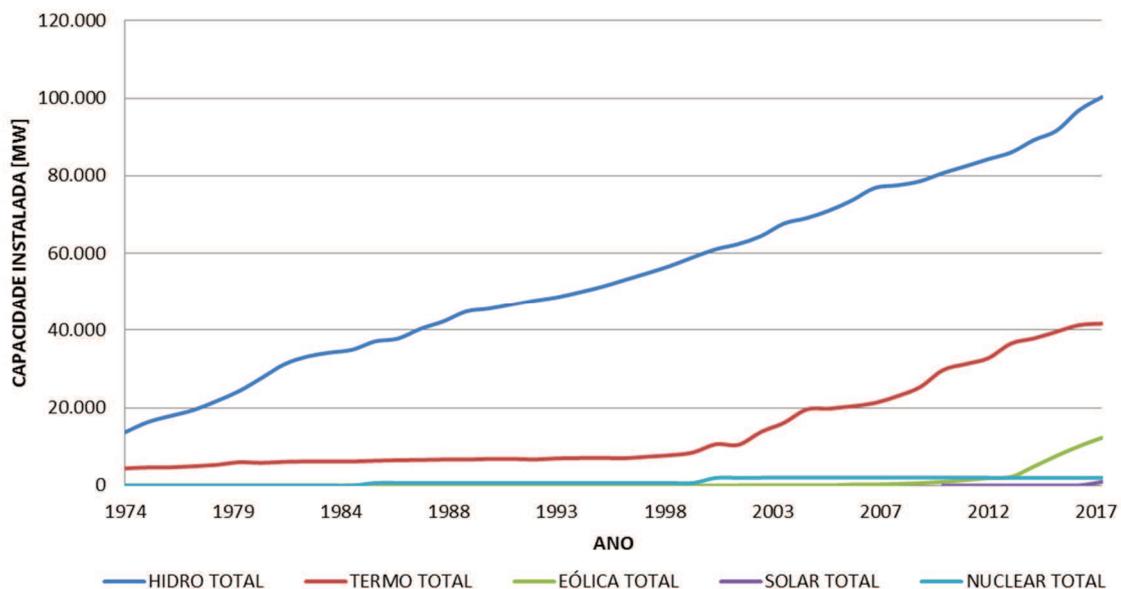
3.5.2.4 Condensador .....	73
3.5.2.5 Bombas .....	73
3.5.2.6 Sistema de Resfriamento Evaporativo.....	74
3.5.2.7 Sistema de Resfriamento Compressão Mecânica .....	74
3.5.2.8 Serpentinhas de Resfriamento .....	74
<b>3.5.3 Custo Total do Investimento .....</b>	<b>74</b>
<b>3.5.4 Custo de Manutenção e Operação .....</b>	<b>77</b>
3.6 MODELAGEM DA ANÁLISE PARAMÉTRICA SISTEMA DE RESFRIAMENTO ...	77
<b>4 RESULTADOS .....</b>	<b>79</b>
4.1 ANÁLISE TERMODINÂMICA.....	79
<b>4.1.1 Resfriamento evaporativo.....</b>	<b>79</b>
<b>4.1.2 Resfriamento por compressão mecânica de vapor.....</b>	<b>82</b>
4.2 ANÁLISE EXERGÉTICA.....	87
4.3 ANÁLISE TERMOECONÔMICA.....	91
4.4 ANÁLISE PARAMÉTRICA .....	93
<b>4.4.1 Resfriamento por compressão mecânica.....</b>	<b>93</b>
<b>4.4.2 Resfriamento Evaporativo.....</b>	<b>96</b>
<b>5 CONCLUSÃO.....</b>	<b>99</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>102</b>
<b>ANEXO 1 – FOLHA DE DADOS CHILLER 4-9 °C.....</b>	<b>108</b>
<b>ANEXO 2 – FOLHA DE DADOS CHILLER 4-12 °C.....</b>	<b>110</b>
<b>ANEXO 3 – SELEÇÃO DA SERPENTINA E-CLIMA .....</b>	<b>112</b>
<b>ANEXO 4 – ARTIGO ENCIT 2018.....</b>	<b>113</b>
<b>ANEXO 5 - RESUMO EXPANDIDO CONSTRUCTAL LAW &amp; SECOND LAW CONFERENCE 2019 .....</b>	<b>114</b>

## 1 INTRODUÇÃO

O Brasil é um país com recursos hídricos abundantes, logo sua principal fonte de geração é a hidrelétrica que, de acordo com o Balanço Energético Nacional (EPE 2018), correspondeu a 65,2% da oferta nacional de energia elétrica no ano de 2017. Mas, com a evolução tecnológica, o aumento de rendimento e da confiabilidade das termelétricas, o cenário de geração no Brasil está mudando aos poucos.

Desde a década de 2000, o crescimento da participação das usinas termelétricas na geração de energia é notável. Segundo o Operador Nacional do Sistema (ONS, 2019) a geração térmica mensal média em 2018 foi 8079,5 GWh, enquanto em 2000 esse número foi de apenas 1252,57 GWh/mês, indicando um crescimento de 545%. No entanto, a geração hidrelétrica cresceu apenas 24,5% no mesmo período, variando de 27965,56 GWh/mês, em 2000, para 34827,83 GWh/mês em 2018. Na Figura 1.1 é possível ver a evolução da capacidade instalada do setor termelétrico.

Figura 1.1 – Capacidade instalada por fonte na matriz energética brasileira de 1974 a 2017



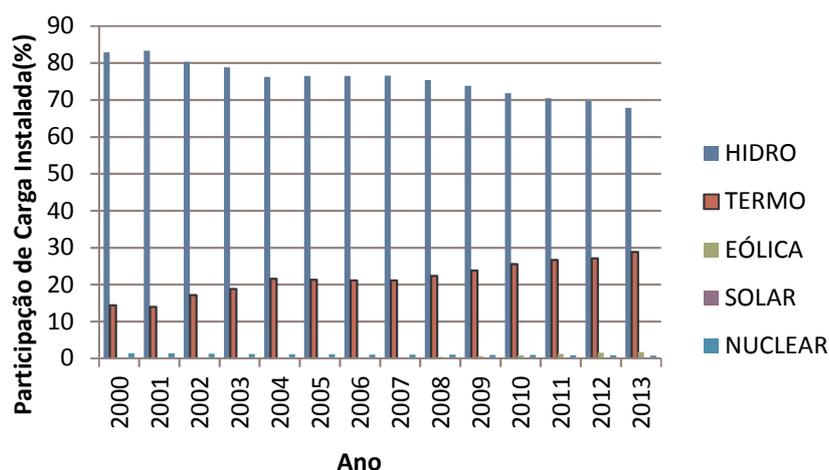
Fonte: Adaptado de EPE (2018).

Alguns fatores contribuem para uma maior participação da geração termelétrica no país, entre eles, o aumento de períodos de Energia Natural Afluyente (ENA) abaixo da Média de Longo Termo (MLT) no sudeste, região com os maiores reservatórios hídricos e responsável pela maior capacidade de geração nacional, a viabilidade de instalação próximo aos locais de demanda, minimizando a construção de torres de transmissão, a possibilidade imediata de

despacho e os relativamente baixos custos e prazos de construção, quando comparado com hidrelétricas.

Um detalhamento de quanto este aumento representa na participação nacional de energia também é feito na Figura 1.2, onde é facilmente percebida a queda da participação das hidrelétricas e o aumento das termelétricas, pelos fatores citados.

Figura 1.2 - Participação percentual de carga instalada no Brasil por fonte de geração do ano 2000 a 2013



Fonte: Dados ONS (2017).

Por utilizar combustíveis fósseis, muitas vezes a energia térmica se torna muito mais cara em comparação com outras. Assim, para extrair o máximo desempenho em usinas termelétricas são feitas otimizações de projetos, melhorias em equipamentos, materiais, linhas de transmissão e também a combinação de diferentes fontes de geração.

O Brasil, sendo um país de clima tropical, apresenta altas temperaturas em grande parte do ano, o que acaba prejudicando o ciclo termodinâmico. Isso ocorre pelo fato da eficiência e a energia gerada por uma turbina a gás ser diretamente influenciada pela pressão, temperatura e umidade do ar na entrada do compressor da turbina (ÇENGEL e BOLES, 2004). A temperatura é o fator que mais influencia na energia entregue, quanto mais alta a temperatura menor será a energia gerada (CARVALHO JUNIOR, 2012).

Para aumentar a potência, é necessário aumentar a vazão mássica de ar que entra no compressor, o que pode ocorrer devido à redução na temperatura de entrada e o consequente aumento de massa específica do ar. Neste sentido, à medida que a temperatura do ar de entrada diminui, o trabalho do compressor também diminui e o trabalho líquido e a eficiência do ciclo aumentam (MOHAPATRA e SANJAY, 2013).

## 1.1 OBJETIVO

O principal objetivo deste trabalho é analisar um processo de geração de energia elétrica em um ciclo combinado com resfriamento do ar de entrada do compressor e verificar, dentre as opções de configuração, a que atinge as melhores eficiências energéticas e exergéticas da planta e que tem o menor custo de geração.

### 1.1.1 Objetivos específicos

Criar um modelo para a simulação de um ciclo combinado de geração termelétrica utilizando o resfriamento do ar de entrada do compressor por compressão de vapor e o resfriamento por meio evaporativo.

Analisar os ganhos em eficiência e capacidade de geração para cada um dos processos.

Identificar qual(is) parâmetro(s) apresentam maior influência no resultado final.

## 1.2 DELIMITAÇÕES DO TRABALHO

Este trabalho ficará limitado à modelagem e equacionamento termodinâmico de uma Usina Termelétrica que trabalha em ciclo combinado e utiliza OCTE como combustível para obtenção das eficiências de operação, em carga base, e o estudo da instalação de um sistema de refrigeração do tipo compressão mecânica de vapor e de um sistema de resfriamento evaporativo para o ar de entrada do compressor da turbina a gás, bem como a análise paramétrica de diferentes configurações de resfriamento.

## 1.3 JUSTIFICATIVA

A energia elétrica está diretamente relacionada com o crescimento da economia de um país e, para que isso ocorra, necessita que o sistema elétrico seja sólido e confiável. O sistema se torna mais sólido e confiável através da geração de energia termelétrica, porém a utilização de fontes não renováveis é um fator preocupante e acaba evitando que ela seja explorada em maior escala.

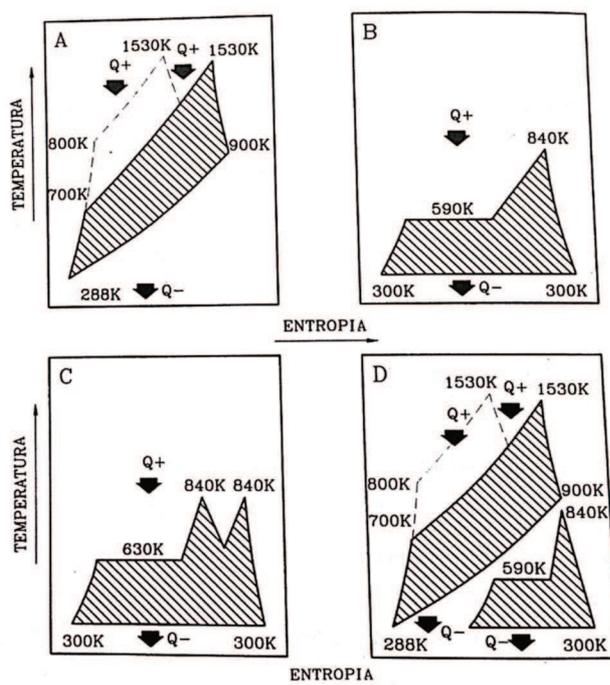
Portanto, a principal justificativa para realização deste trabalho é verificar o quanto se pode ganhar em rendimento através da implantação do resfriamento do ar de entrada do compressor da turbina a gás, para reduzir o consumo dos recursos e o custo de operação.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 CICLO COMBINADO

Kelhofer et. al (1999) afirmam que quando dois ciclos térmicos são combinados em uma única planta de geração a eficiência que pode ser alcançada é maior do que no ciclo simples. Ao combinar dois ciclos, o que opera a temperatura mais alta é chamado de superior (*topping cycle*) e o que opera com o aproveitamento do calor rejeitado pelo superior é chamado de inferior (*bottoming cycle*). Estas configurações podem ser observadas na Figura 2.1 com uma ressalva na Figura 2.1d), no qual a demonstração é hipotética, já que as propriedades dos fluidos são diferentes, sendo um o ar e o outro água.

Figura 2.1 - Comparação entre entropia e temperatura nos diferentes processos, (a) Turbina a gás em ciclo aberto; (b) Turbina a vapor sem reaquecimento; (c) Turbina a vapor com reaquecimento; (d) Ciclo combinado com uma turbina a gás no ciclo superior e uma turbina a vapor no ciclo inferior.

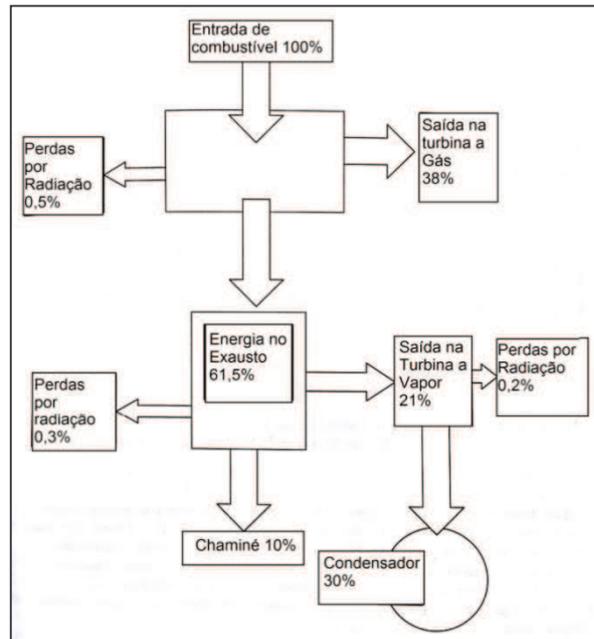


Fonte: Kehlhofer et. al (1999).

Boyce (2010) afirma que, com a utilização de um ciclo combinado, o rendimento térmico pode chegar a valores muito próximos de 60%. Nas combinações mais usuais a turbina a gás produz cerca de 60% da potência total enquanto a turbina a vapor corresponde aos outros 40%. O rendimento térmico das turbinas a gás fica entre 30% e 40%. O valor apontado por Boyce (2010) já foi ultrapassado recentemente, já que, segundo Siemens (2016), o recorde

mundial de eficiência global para geração de energia em ciclo combinado atingiu o valor de 61,5 % durante a operação da planta Fortuna na região de Lausward na Alemanha. A planta também alcançou a potência de 603,8 MW, que foi o recorde mundial de potência para uma planta em ciclo combinado com eixo único. Na Figura 2.2 pode-se perceber como ocorre a distribuição da energia em um ciclo combinado.

Figura 2.2 - Distribuição de energia em uma planta de geração de ciclo combinado



Fonte: Adaptado de Boyce (2010).

## 2.2 PRINCIPAIS FATORES QUE INFLUENCIAM NA EFICIÊNCIA DE TURBINAS A GÁS

O projeto de uma turbina a gás é baseado nas condições ISO, que são temperatura ambiente de 15 °C, umidade relativa do ar igual a 60% e pressão do ar igual a 101,3 kPa. A operação fora destas condições provoca alterações na potência e eficiência da turbina.

Kehlhofer et al. (1999) explicam que as condições que mais afetam o ciclo são a temperatura do ar e a pressão atmosférica. A umidade relativa tem uma menor influência, mas se torna importante quando a água de circulação do condensador é resfriada em uma torre de resfriamento úmida.

Ele cita três razões para a influência da temperatura no comportamento das turbinas a gás:

- Turbinas a gás são máquinas que operam a volume constante. O aumento da temperatura do ar ocasiona a redução da sua massa específica, logo há uma redução na vazão

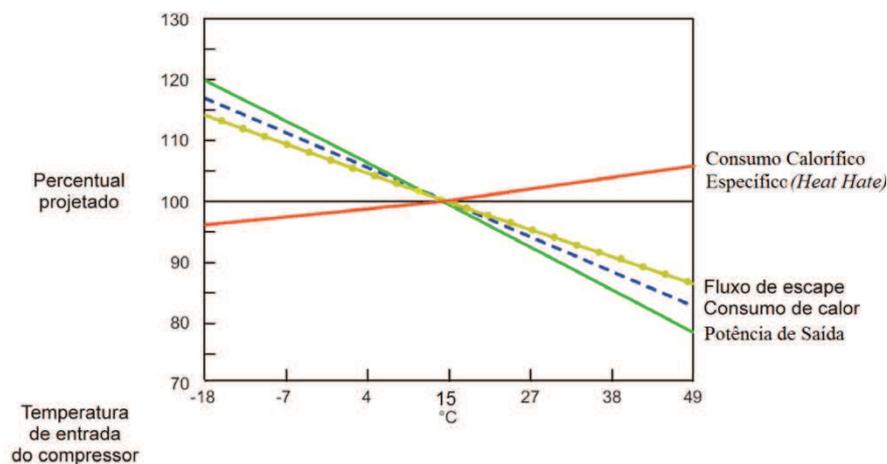
mássica de ar para uma mesma vazão volumétrica. A vazão mássica determina a potência entregue para determinada temperatura de entrada para a turbina (TET) e relação de pressão.

- O volume específico do ar aumenta proporcionalmente com o aumento da temperatura, aumentando o trabalho específico do compressor, sem gerar trabalho correspondente na turbina.

- Com o aumento da temperatura do ar e a queda da vazão mássica, a relação de pressão da turbina a gás reduz. Isso ocorre porque a capacidade de aspiração da turbina a gás é constante e pressão antes da seção da turbina é reduzida. O mesmo efeito acontece inversamente no compressor, diminuindo seu trabalho, mas pelo fato da potência produzida na turbina ser dominante, o balanço total é negativo, ou seja, há queda de desempenho.

A Figura 2.3 mostra o comportamento da turbina a gás devido à variação de temperatura ambiente.

Figura 2.3 - Efeito da temperatura de entrada no compressor na potência de saída, heat rate, vazão e temperatura no exausto de uma turbina a Gás GE MS7241(FA)



Fonte: GE (2003).

Çengel e Boles (2004) explicam que, para cada 3 °C de decréscimo de temperatura, diminui em 1% a potência consumida pelo compressor, aumentando o rendimento do ciclo.

Sa e Zubaidy (2011) mostraram em testes em turbinas a gás que cada 1 °C de aumento de temperatura ambiente acima da condição ISO implica na redução de 0,1% na eficiência térmica das turbinas analisadas.

Arrieta e Lora (2002) mostraram em seu estudo que a influência da temperatura ambiente provoca uma queda de potência gerada de até 75 MW para um ciclo combinado com potência instalada das turbinas a gás de 350 MW.

Na utilização de um ciclo combinado este efeito também é relevante, já que a quantidade de gases que irão passar através da caldeira de recuperação será menor, afetando o ciclo.

Outro fator com grande influência nas turbinas a gás é a pressão atmosférica. Em função da altitude da localidade da planta e das variações climáticas diárias, podem ocorrer mudanças nos valores médios de pressão ambiente.

Guarinello Junior (2012) salienta que para cada 300 m de elevação acima do nível do mar há uma redução de 3,3% na potência gerada, para uma temperatura constante.

O efeito ocasionado por essa variável é similar ao da temperatura. A redução da pressão atmosférica diminui a massa específica do ar de entrada, o que causa a redução na vazão mássica que passa pelo compressor. Por outro lado, há um aumento considerável da potência específica quando há uma elevação da pressão atmosférica. Porém, não há alteração na eficiência do ciclo se a temperatura for constante.

A umidade relativa também interfere nas condições do ciclo. O seu aumento ocasiona uma piora tanto na potência da turbina a gás quanto do ciclo combinado, se mantidas as mesmas condições atmosféricas. Segundo Bird e Grabe (1991), o efeito da umidade presente no ar afeta as propriedades do ar, causando aumento de consumo de combustível e diminuição da eficiência. Em plantas que utilizam torres de resfriamento úmidas, a umidade relativa do ar ambiente é diretamente proporcional à temperatura da água de condensação e, portanto, um clima seco permite pressão menor no condensador e, por consequência, menor pressão de saída da turbina a vapor. Dessa forma, percebe-se que a troca de calor no condensador e a taxa de condensação será maior para uma determinada TBS com umidade relativa ambiente menor (KEHLHOFER et al. 1999).

Analisando as questões de projeto das turbinas a gás destacam-se outros parâmetros como a temperatura de entrada na turbina, a relação de pressões no compressor, o tipo de combustível e a temperatura de exaustão dos gases.

Reyhania et al. (2013) afirmam que o aumento de temperatura na entrada da turbina de expansão melhora o desempenho, mas os valores ótimos ultrapassam os limites admissíveis dos materiais disponíveis no mercado. Para contornar este problema, as palhetas da seção quente da turbina possuem canais internos de resfriamento, nos quais é utilizada uma parcela do ar fornecido pelo compressor. Devido às altas temperaturas da combustão, estes valores não podem ser efetivamente medidos, apenas calculados em função da razão do combustível e do ar. A Mitsubishi desenvolveu, nas turbinas da série J, componentes capazes de suportar temperaturas na entrada da turbina de até 1600 °C (MHPS, 2018).

### 2.3 RESFRIAMENTO DO AR DE ENTRADA DE TURBINAS A GÁS

Como citado anteriormente, um dos aspectos que mais influencia na eficiência e na potência entregue pela turbina a gás é a temperatura do ar de entrada no compressor.

De acordo com dados do INMET (2018) para o estado do Rio Grande do Sul, mais precisamente na região de Porto Alegre, a temperatura média anual medida entre 1961-2017 é de 20,8 °C e na região de Mossoró, Rio Grande Norte, é de 28,5 °C. As temperaturas médias para o verão ficam em torno de 25,4 °C com pico de 39,3 °C para a primeira e 28,7 °C com pico de 35 °C para a segunda, o que significa uma diferença considerável para as condições ISO. A umidade relativa média do período medido para os meses de verão é de 74,8% em Porto Alegre e de 66% em Mossoró. Estes fatores acabam prejudicando o ciclo, ou seja, a energia gerada será inferior à de operação nas condições ISO.

Para corrigir estas perdas de eficiência e capacidade de geração é possível resfriar o ar de entrada do compressor com alguns métodos, que segundo Boyce (2010), dentre os de maior utilização, podem ser divididos em: método evaporativo, no qual água é adicionada na sucção do compressor; método da refrigeração por ciclo térmico por absorção, onde o acionamento do sistema de resfriamento é realizado por alguma fonte de calor, podendo ser os gases da turbina a gás ou vapor; método de refrigeração por compressão mecânica de vapor, onde o acionamento é feito através de um motor elétrico, e o método de armazenamento de energia térmica, o qual é composto por um sistema de resfriamento por compressão ou absorção aliado a um reservatório que armazena energia térmica.

De Lucia et al. (1995) provaram em seu estudo que o resfriamento evaporativo pode fornecer ganhos consideráveis de 2 a 4% na energia gerada em um ano, com investimento baixo e também mostra que o resfriamento com o ciclo térmico por absorção pode aumentar a geração de 5 a 10% ao longo de um ano, chegando até 18% nos meses mais quentes e que, embora o investimento seja mais alto e a operação mais complexa, é uma boa alternativa para plantas que operam em carga base.

Mohapatra (2014) observou em seu estudo que o resfriamento através do ciclo térmico de absorção melhora a eficiência da turbina a gás em até 7,48% e o trabalho específico em mais de 18%. Mas no uso deste tipo de resfriamento para o ciclo combinado percebeu que o efeito na eficiência é inverso, já que os gases também são utilizados para o sistema de resfriamento, no entanto o ganho na potência gerada chega a 7%.

De acordo com resultados encontrados por Karaali e Öztürk (2017), diminuindo a temperatura do ar de entrada do compressor de 25 °C para 0 °C, a geração de energia elétrica aumenta em cerca de 10-15% e a eficiência exergética aumenta em torno de 1-1,5%.

Mohapatra e Sanjay (2013) simularam o uso do resfriamento evaporativo e encontraram um aumento de eficiência de 4,1% e do trabalho específico de 9,44% ao reduzir a temperatura ambiente em 21 °C, para uma condição extrema da região de estudo, com umidade relativa de 20% e temperatura ambiente de 40 °C.

Sanaye et al. (2010) aplicaram o método de resfriamento por armazenamento de energia térmica e encontraram, para uma variação de capacidades de geração de turbinas em uma faixa de 25-100 MW, um aumento de geração de 3,9 – 25,7% e um aumento na eficiência entre 2,1-5,2%.

Conforme ASHRAE (2008), os benefícios do resfriamento do ar de entrada do compressor para turbinas a gás são:

*Melhora de capacidade:* Ao utilizar o resfriamento do ar de entrada para turbinas mais modernas, com um trabalho específico menor por unidade de energia gerada, a vazão mássica de ar necessária é menor, tornando-se ainda mais econômicas que as turbinas antigas. Logo, o tamanho do sistema de refrigeração necessário será menor.

*Melhora do Heat Hate:* A vazão mássica de combustível aumenta com o aumento da vazão de ar e energia gerada pela turbina, mas, normalmente, em taxas menores. O resfriamento pode ser usado primeiramente para diminuir o *heat hate* e, conseqüentemente, economizar nos gastos com combustível.

*Extensão na vida útil das turbinas:* Turbinas operando a uma temperatura de entrada de ar menor têm uma vida útil prolongada e necessitam de menos manutenção.

*Aumento da eficiência do ciclo combinado:* Menores temperaturas de entrada de ar resultam em menores temperaturas no exausto da turbina e uma potencial queda na capacidade da caldeira de recuperação. Porém, o aumento da vazão mássica dos gases proporciona um ganho de capacidade, já que o aumento de vazão dos gases é maior que o efeito da temperatura menor.

*Adição de capacidade perdida:* O aumento de capacidade de geração através do resfriamento pode recuperar alguma perda ou criar uma reserva de geração. Com o acionamento do sistema de resfriamento, a planta consegue aumentar sua capacidade de geração de forma instantânea.

*Aumento de eficiência em carga base:* O uso de um sistema com armazenamento de energia térmica pode auxiliar no aumento da geração máxima de uma planta, pois pode armazenar energia utilizando um *chiller*, acionado por motor elétrico, fora dos horários de pico. Isso tende a melhorar a eficiência do ciclo. O *chiller*, acionado por motor elétrico, operando no período noturno, com temperaturas menores, possui uma maior eficiência e opera a menores temperaturas de condensação, logo, pressões menores, o que pode reduzir a energia de acionamento.

Como se pode perceber, os benefícios do uso do resfriamento são inúmeros, mas também tem algumas desvantagens, como o aumento dos custos de manutenção, os custos de aquisição, a utilização de espaços adicionais.

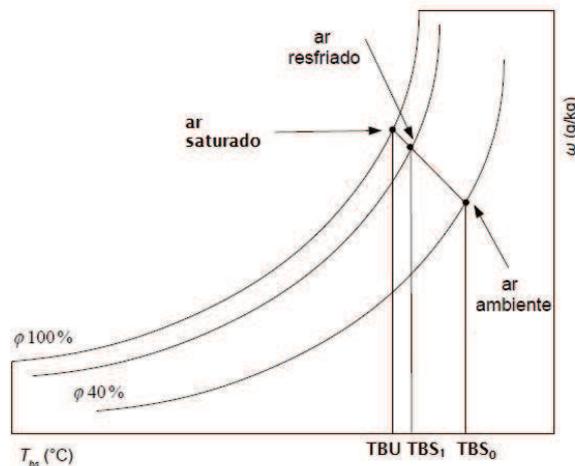
Também como desvantagem pode-se citar a perda de pressão na entrada do compressor, que acaba diminuindo um pouco os ganhos de geração. Isto ocorre devido à instalação da serpentina de troca de calor, no método de resfriamento por compressão de vapor, ou do meio rígido, no método evaporativo, pois acabam formando mais uma barreira entre o ar atmosférico e a entrada do compressor.

### **2.3.1 Resfriamento Evaporativo**

O resfriamento evaporativo é um típico processo de transferência de calor e massa e ocorre quando um gás escoar sobre um líquido. É na superfície de contato entre líquido e gás que ocorre a vaporização e a energia associada a essa mudança de fase é o calor latente de vaporização do líquido. Este calor latente de vaporização é então removido do ar, diminuindo sua temperatura, ao mesmo tempo em que aumenta o teor de água presente nesta corrente (INCROPERA e DEWITT, 2008).

A Figura 2.4 representa o comportamento do resfriamento evaporativo na carta psicrométrica do ar, onde o ar é resfriado e umidificado ao mesmo tempo, se aproximando do ponto de saturação. Inicialmente o ar possui um menor conteúdo de água e, na medida em que entra em contato com a água, há absorção de uma parte do vapor de água, aumentando a umidade relativa e diminuindo a temperatura de bulbo seco, em um processo isentálpico, até que, no final do processo, o ar se aproxime do grau de saturação, em uma TBS inferior ao início do processo. Pode-se perceber que este processo se torna limitado especialmente em regiões de alta umidade, já que a diferença entre a TBS inicial e final depende diretamente da umidade relativa no início.

Figura 2.4 - Comportamento do resfriamento evaporativo na carta psicrométrica



O método construtivo do resfriamento evaporativo consiste no uso de injeção de água através de bocais no sistema da entrada de ar. Isso ocorre em um meio corrugado na entrada do compressor. Neste tipo de resfriador o fluxo de ar passa horizontalmente por esse meio, onde água é adicionada, passando na vertical e vaporizando através da corrente, consumindo calor latente de vaporização. O calor consumido é proveniente da corrente de ar que cruza o meio rígido, resultando na redução da temperatura de bulbo seco do ar entrada do compressor.

Como percebe-se na Figura 2.4, o estado de temperatura de bulbo seco resfriado não é igual ao de saturação devido à efetividade de saturação do meio. Segundo ASHAE (2008), a efetividade de saturação do meio corrugado depende do material de fabricação e da velocidade do ar e varia, geralmente, entre 70 e 95%. Ela é descrita pela Equação 2.1.

$$\epsilon_{\text{evap}} = \frac{TBS_0 - TBS_1}{TBS_0 - TBU_0} \quad (2.1)$$

onde  $\epsilon_{\text{evap}}$  é a efetividade do meio evaporativo,  $TBS_0$  é a temperatura de bulbo seco do ar ambiente,  $TBS_1$  é a temperatura de bulbo seco na entrada do compressor e  $TBU_0$  é a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente.

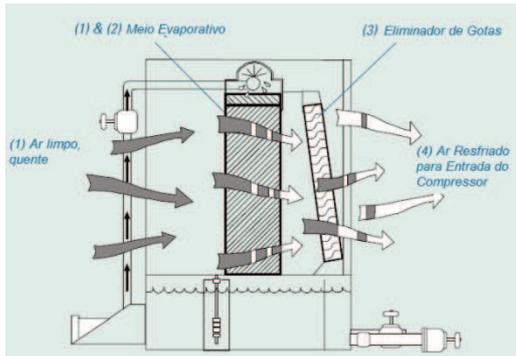
Estes blocos de material corrugado compõem a superfície úmida do meio rígido no resfriamento evaporativo direto. Os materiais utilizados incluem celulose, plástico e fibra de vidro e eles devem permitir a permeabilidade da água e resistir aos efeitos de degradação. O meio se apresenta na forma corrugada para garantir a máxima interação entre a água e a corrente de ar que deve ser resfriada. Suas características mais desejáveis são proporcionar baixa resistência a corrente de ar, evitando a queda de pressão na entrada do compressor, uma alta efetividade de saturação e possibilitar sua limpeza com a lavagem da parte frontal (ASHRAE, 2008).

A

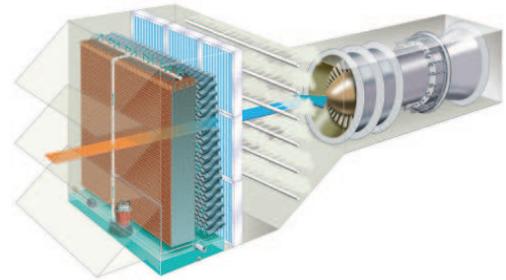
Figura 2.5 mostra as etapas de passagem em um resfriador evaporativo e como fica a instalação do sistema na entrada do compressor das turbinas a gás.

Figura 2.5 – (a) Funcionamento de um resfriador evaporativo para turbinas (b) Instalação do sistema na casa de filtros

(a)



(b)



Fonte: (a) Adaptado de Donaldson (2005), (b) Munters (2015).

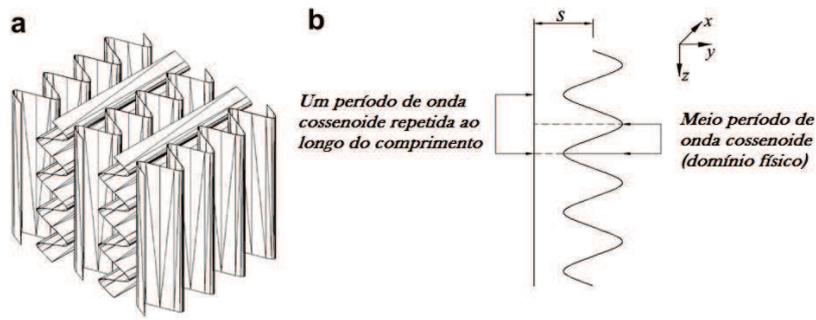
Boyce (2010) afirma que o resfriamento evaporativo que utiliza um meio rígido para a evaporação da água é muito utilizado na indústria de turbinas a gás, principalmente em áreas de baixa umidade. O baixo investimento e baixo custo de instalação e operação o tornam atrativo para diversos cenários de operação das turbinas.

Hosseini et al. (2007) afirmam que a parte ativa do resfriamento evaporativo é o próprio meio. As camadas corrugadas devem ser configuradas de modo alternado, ou seja, a direção de uma camada é quase perpendicular à adjacente. A área de superfície corrugada, dependendo da frequência e amplitude de fabricação das ondas do meio evaporativo, pode ser 2,5 vezes maior que uma placa plana de tamanho similar. Esta combinação multicamadas permite a formação de muitos canais para o escoamento do ar e água, facilitando o contato entre ar e água.

Na Figura 2.6 é possível observar a configuração do meio rígido utilizado no resfriamento evaporativo.

Korese e Hensel (2016) fizeram um estudo que mostrou que a efetividade do resfriamento evaporativo pode variar de 0,38 a 0,96 dependendo do material. Para este trabalho será utilizado o valor de 0,9, o mesmo valor utilizado por Johnson (1989) e Jonsson e Yan (2005) e encontrado no meio rígido TURBODEK, do fabricante Munters.

Figura 2.6 - (a) Configuração do meio corrugado, (b) coordenadas do sistema e domínio físico



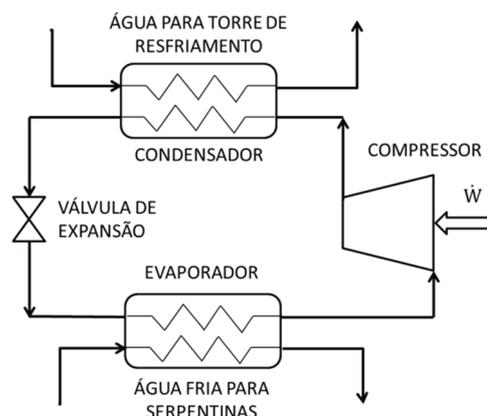
Fonte: Adaptado de Hosseini et al. (2007).

### 2.3.2 Resfriamento por Compressão Mecânica de Vapor

A refrigeração por compressão mecânica de vapor é descrita pelo ciclo de refrigeração e pode ser direta ou indireta. Este tipo de refrigeração é mais efetiva que o método evaporativo, já que consegue reduzir a temperatura do ar em até 30°C.

Na Figura 2.7 pode ser visto de forma simplificada o processo de refrigeração indireta. Onde, o ciclo ocorre basicamente através da compressão de vapor em um compressor, acionado por um motor elétrico. Depois da compressão o vapor condensa no condensador. Após isto, o condensado passa por uma válvula de expansão e é direcionado ao evaporador na forma de mistura. No evaporador esta mistura evapora totalmente trocando calor com a água de circulação. Esta água, resfriada, circula nas serpentinas instaladas no compartimento de entrada de ar para o compressor da turbina a gás. Para este processo é consumida uma quantidade considerável de energia auxiliar no acionamento do compressor e da bomba do circuito de água.

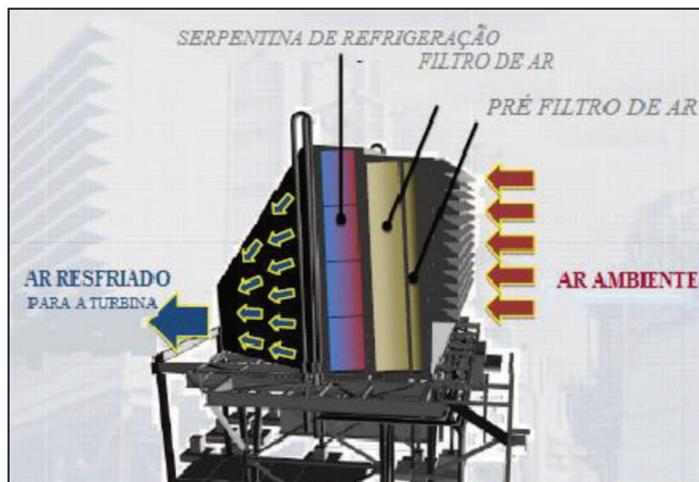
Figura 2.7 – Esquema simplificado do chiller acionado por motor elétrico



A refrigeração por expansão direta, também pode ser utilizada para o resfriamento do ar na entrada do compressor como pode ser visto na Figura 2.8. Nela o refrigerante passa diretamente nas serpentinas. A amônia é um excelente refrigerante e pode ser utilizado nestes

casos, mas deve-se ter o cuidado com possíveis vazamentos do fluido, sendo necessária a instalação de detectores de vazamento no compartimento de entrada de ar (BOYCE, 2010).

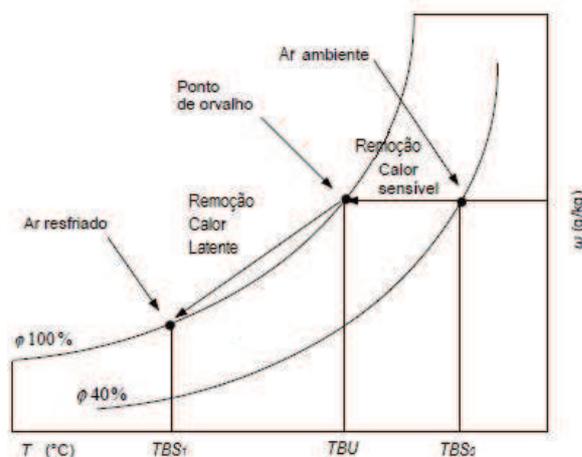
Figura 2.8 - Disposição das serpentinas de troca de calor na casa de filtro



Fonte: Adaptado de Stellar-Energy (2012).

O efeito de refrigeração causado por estes métodos pode ser observado na Figura 2.9 e, comparando com o efeito mostrado na Figura 2.4 (método evaporativo), percebe-se que ela ocorre no sentido horizontal do diagrama, ou seja, ela não depende somente da condição de umidade do ar para resfriar, já que atua tanto na remoção de calor sensível quanto latente, sendo mais eficaz em regiões mais úmidas e promove uma maior redução no volume específico do ar em relação ao resfriamento evaporativo.

Figura 2.9 - Comportamento do resfriamento do ar por compressão mecânica de vapor na carta psicrométrica



Segundo GE (2008), neste tipo de resfriamento deve-se limitar a temperatura do ar de entrada no compressor a 7 °C, para evitar o risco de formação de gelo nas IGV's (*Inlet Guide Vanes*), que são aletas que regulam a vazão de ar que entra no compressor.

Jolly et al. (1997) fizeram um estudo dos resultados obtidos com a instalação de um chiller acionado por motor elétrico para resfriamento do ar de entrada de uma turbina a gás GE, modelo 7EA, com potência de 165 MW. Também fizeram a otimização para escolha do chiller a ser instalado, em função da sua capacidade, sendo escolhido um de 2000 TR (consumo de 1862,4 kW) garantindo um aumento de 7 MW de geração nas condições de projeto da usina. Eles também afirmam que o uso da refrigeração de forma contínua é mais efetiva quando o aumento de capacidade for requerido em mais de 6-8 horas por dia.

## 2.4 ANÁLISE EXERGÉTICA

Çengel e Boles (2004) e Bejan et al. (1996) definem a exergia como o potencial de trabalho disponível em um sistema. Kotas (1995) trata a exergia como a normatização da qualidade de energia, ou seja, é a referência de como a energia disponível está sendo utilizada.

Eles explicam que todas as irreversibilidades de um sistema, como atrito, mistura, reações químicas, transferência de calor com diferença de temperatura finita, expansão não resistida, geram entropia e toda geração de entropia destrói a exergia.

O balanço de exergia para um sistema fechado é definido pela Equação 2.2:

$$\Delta X_{Sistema} = X_e - X_s - X_D \quad (2.2)$$

onde  $\Delta X_{Sistema}$  é a diferença de exergia do sistema,  $X_e$  é a exergia dos produtos de entrada,  $X_s$  é a exergia dos produtos de saída e  $X_D$  é a destruição de exergia.

A destruição de exergia é sempre igual ao produto da geração de entropia e a temperatura do ambiente, de acordo com a Equação 2.3:

$$X_D = TBS_0S_{ger} \quad (2.3)$$

onde  $S_{ger}$  é a geração de entropia.

A Exergia pode ser dividida em 4 componentes principais: físicos, químicos, potencial e cinético. Os dois mais importantes são os físicos e os químicos. Neste estudo os outros dois componentes serão desprezados, já que a altura e a velocidade possuem mudanças desprezíveis no processo.

A transferência de exergia pode ocorrer de três formas: massa, calor e trabalho.

A transferência de exergia relacionada à massa é definida pela Equação 2.4

$$X_{massa} = m\psi \quad (2.4)$$

onde  $X_{massa}$  é a exergia relacionada a transferência de massa e  $\psi$  é definido pela Equação 2.5

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + V^2/2 + gz \quad (2.5)$$

onde  $h$  é a entalpia de saída,  $h_0$  é a entalpia de referência,  $T_0$  é a temperatura de referência,  $s$  é a entropia de saída,  $s_0$  é a entropia de referência,  $V$  é a velocidade do escoamento,  $g$  é a aceleração da gravidade e  $z$  a altura de referência.

A parcela de exergia relacionada ao calor é descrita pela Equação 2.6:

$$\dot{X}_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \quad (2.6)$$

onde  $X_{calor}$  é a taxa de exergia relacionada a transferência de calor,  $T$  é a temperatura na qual ocorre a transferência de calor e  $\dot{Q}$  é a taxa de transferência de calor.

A exergia transferida pelo trabalho pode ser expressa através da Equação 2.7:

$$X_{trabalho} = W - W_{viz} \quad (2.7)$$

onde  $X_{trabalho}$  é a exergia transferida por trabalho,  $W$  é o trabalho realizado e  $W_{viz}$  é o trabalho de fronteira.

As eficiências exergeticas de cada componente podem ser obtidas através da Equação 2.8:

$$\eta_{II,X} = \frac{\dot{X}_{Produtos}}{\dot{X}_{Insumos}} \quad (2.8)$$

onde  $\eta_{II,X}$  é a eficiência exergetica de cada componente,  $\dot{X}_{Produtos}$  é a exergia dos produtos no balanço e  $\dot{X}_{Insumos}$  é a exergia dos insumos.

Aplicando as equações anteriores pode-se resumir os principais componentes da planta de acordo com o quadro da Figura 2.10.

Figura 2.10 - Quadro resumo componentes exergeticos

Componente	Esquema	Balço Exergetico	Eficiência Exergetica
Compressor e Bomba		$\dot{X}_E + \dot{W}_{c/b} = \dot{X}_S + \dot{X}_{D,c/b}$	$\eta_{II,c/b} = \frac{\dot{X}_S - \dot{X}_E}{\dot{W}_{c/b}}$
Turbina a Gás		$\dot{X}_S + \dot{W}_C + \dot{W}_T = \dot{X}_E + \dot{X}_{D,TG}$	$\eta_{II,TG} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{X}_E - \dot{X}_S}$
Turbina a Vapor		$\dot{X}_E = \dot{X}_S + \dot{W}_{TV} + \dot{X}_{D,TV}$	$\eta_{II,TV} = \frac{\dot{W}_{TV}}{\dot{X}_E - \dot{X}_S}$
Câmara de Combustão		$\dot{X}_{Comb} + \dot{X}_{Ar} = \dot{X}_{gases} + \dot{X}_{D,CC}$	$\eta_{II,CC} = \frac{\dot{X}_{gases}}{\dot{X}_{Comb} + \dot{X}_{Ar}}$
Trocador de Calor Condensador		$\dot{X}_{S,agrs} - \dot{X}_{E,agrs} = \dot{X}_{E,cond} - \dot{X}_{S,cond} + \dot{X}_{D,cond}$	$\eta_{II,TV} = \frac{\dot{X}_{S,agrs} - \dot{X}_{E,agrs}}{\dot{X}_{E,cond} - \dot{X}_{S,cond}}$
Trocador de Calor HRSG		$\dot{X}_{S,gases} - \dot{X}_{E,gases} = (\dot{X}_{E,agatim} - \dot{X}_{S,vapor}) + (\dot{X}_{E,vaprh} - \dot{X}_{S,vaprh}) + \dot{X}_{D,HRSG}$	$\eta_{II,TV} = \frac{(\dot{X}_{E,agatim} - \dot{X}_{S,vapor}) + (\dot{X}_{E,vaprh} - \dot{X}_{S,vaprh})}{\dot{X}_{S,gases} - \dot{X}_{E,gases}}$

Fonte: Adaptado de Bejan et al. (1996).

## 2.5 ANÁLISE TERMOECONÔMICA

Segundo Tsatsaronis (1993), o uso da exergia com o objetivo de análise econômica foi iniciado por J. H. Keenan em 1932. Sua sugestão era utilizar a exergia para distribuir apropriadamente os custos para a geração de energia elétrica e de vapor em uma usina de cogeração. Ele mostrou que o valor econômico do vapor e da eletricidade estavam relacionados à sua exergia e não energia.

De acordo com Bejan et. al (1996) e Kotas (1995) a termoeconomia pode ser considerada uma minimização de custos baseada na exergia, podendo, ainda, esta combinação ser chamada de exergoeconomia.

Tsatsaronis (1993) afirma ainda que os objetivos de uma análise termoeconômica são:

- Identificar a localização, magnitude e fonte das reais perdas termodinâmicas em função das perdas exergéticas e da destruição de exergia;
- Calcular o custo associado à destruição e as perdas exergéticas;
- Facilitar estudos de viabilidade e otimização durante a fase de projeto de um sistema de energia, bem como propor melhorias para sistemas já em operação.

Bejan et. al (1996) afirmam que durante uma análise de custo e exergia é importante definir o nível de seleção dos componentes que serão utilizados, pois isso pode afetar o resultado. O recomendado é que se utilize o menor nível possível e este nível geralmente é representado por componentes individuais como trocadores de calor, turbinas, reatores, etc.

Para o cálculo de um balanço de custo convencional se utiliza a Equação 2.9:

$$\dot{C}_{p,tot} = \dot{C}_{f,tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} \quad (2.9)$$

onde  $\dot{C}_{p,tot}$  é a taxa de custo total dos produtos,  $\dot{C}_{f,tot}$  é a taxa de custo do combustível,  $\dot{Z}_{tot}^{CI}$  são os custos totais de investimento de capital e  $\dot{Z}_{tot}^{OM}$  são os custos totais de operação e manutenção.

Então, o resultado é a soma de todos os recursos necessários para a obtenção do produto, dos custos de investimento e dos custos de operação e manutenção.

No uso do custo da exergia os gastos são associados com cada corrente de exergia presente no processo em estudo. Para as correntes de entrada e saída de matéria associadas as suas respectivas taxas de transferência de exergia, potência e a transferência de calor, podem ser utilizadas as equações 2.10a, 2.10b, 2.10c e 2.10d.

$$\dot{C}_e = c_e \dot{X}_e = c_e (\dot{m}_e x_e) \quad (2.10a)$$

$$\dot{C}_s = c_s \dot{X}_s = c_s (\dot{m}_s x_s) \quad (2.10b)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (2.10c)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{X}_q \quad (2.10d)$$

onde  $c_e$ ,  $c_s$ ,  $c_w$  e  $c_q$  são os custos médios por unidade de exergia em dólares por gigajoule (US\$/GJ) de entrada, saída, trabalho e calor.

O custo exergético deve ser calculado para cada componente separadamente, onde no final a soma das correntes de exergia de saída é igual a soma das correntes de exergia de entrada

mais o custo de investimento de capital, operação e manutenção para cada componente ( $k$ ). Para um componente que tenha transferência de calor e geração de potência têm-se a Equação 2.11:

$$\sum_s \dot{C}_{s,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{Z}_k \quad (2.11)$$

onde ocorre o somatório para *kenésimo* componente na entrada, saída, de trabalho, de calor e de custos de investimento, operação e manutenção representado por  $\dot{Z}_k$ .

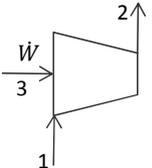
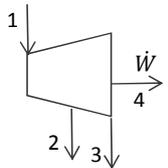
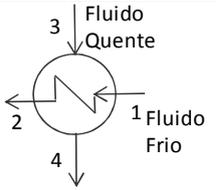
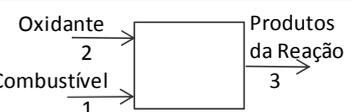
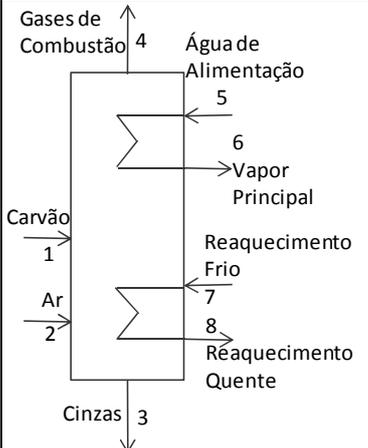
A Tabela 2.1 mostra um resumo de todas as variações e relações que devem ser utilizadas para determinar a taxa de custo exergético de cada componente de uma planta termelétrica. Com estas relações, o cálculo energético e o cálculo exergético, é possível determinar o custo exergético de cada componente.

Com os valores obtidos é possível analisar o real valor agregado da energia contida em cada componente e se seu uso está sendo efetivo, o que na análise energética não é possível.

Gomes (2001) fez uma avaliação termodinâmica, exergética e termoeconômica para uma planta termelétrica de ciclo combinado com cogeração de vapor. Em seus resultados encontrou, para os pontos ótimos de operação, uma eficiência da planta de cerca de 54%. A maior destruição de exergia foi na câmara de combustão que correspondeu a 65% da destruição de exergia total. A análise termoeconômica possibilitou obter o custo de cada um dos 99 componentes nos quais a planta foi dividida, considerando apenas o combustível e o combustível e os equipamentos. Foram encontrados dois valores para a produção de vapor: 28,57 US\$/MWh (combustível) e 38,43 US\$/MWh (combustível e equipamentos) e dois para a produção de energia elétrica, sendo eles 26,42 US\$/MWh (combustível) e 38,70 US\$/MWh (combustível e equipamentos).

Gareta et al. (2004) fizeram uma avaliação econômica para diferentes meios de resfriamento do ar de entrada do compressor para turbinas a gás em uma planta de ciclo combinado. Foi utilizado um modelo simplificado da turbina a gás aplicado aos dados climáticos de uma região da Espanha. Os resultados mostraram que o sistema de resfriamento poderia ser dimensionado com dois objetivos, o de máxima geração de potência (temperatura limite de 7 °C na entrada do compressor) e o outro de máxima eficiência (temperaturas entre 15 e 18 °C). Ele concluiu que cada sistema é vantajoso em um cenário, o primeiro quando o mercado está favorável à geração e a energia elétrica possui preços elevados e o segundo quando existem muitas instabilidades e incertezas.

Tabela 2.1 - Quadro das taxas de custo associadas com o combustível e o produto e as relações termodinâmicas auxiliares para os componentes em regime permanente

Componente	Esquema	Taxa do Custo do Produto $\dot{C}_p$	Taxa de Custo de Combustível $\dot{C}_f$	Relação Termoeconômica Auxiliar	Variável Calculada a partir do Balanço de Custo
Compressor, Bomba ou Ventilador		$\dot{C}_2 - \dot{C}_1$	$\dot{C}_w$	Nenhuma	$c_2$
Turbina ou Expansor		$\dot{C}_w$	$\dot{C}_1 - \dot{C}_2 - \dot{C}_3$	$c_2 = c_3 = c_1$	$c_w$
Trocador de Calor		$\dot{C}_2 - \dot{C}_1$	$\dot{C}_3 - \dot{C}_4$	$c_4 = c_3$	$c_2$
Câmara de Combustão		$\dot{C}_3$	$\dot{C}_1 + \dot{C}_2$	Nenhuma	$c_3$
Caldeira		$(\dot{C}_6 - \dot{C}_5) + (\dot{C}_8 - \dot{C}_7)$	$(\dot{C}_1 + \dot{C}_2) - (\dot{C}_3 + \dot{C}_4)$	$\frac{\dot{C}_6 - \dot{C}_5}{\dot{E}_6 - \dot{E}_5} = \frac{\dot{C}_8 - \dot{C}_7}{\dot{E}_8 - \dot{E}_7}$	$c_6$ ou $c_8$

Fonte: Adaptado de Bejan et al.(1996).

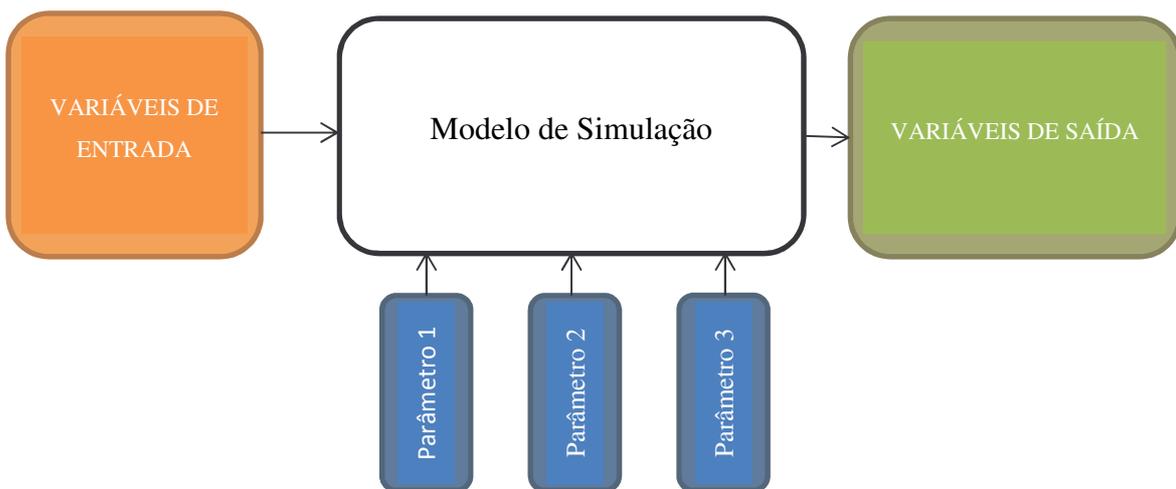
Sanaye et al. (2010) utilizaram o método da termoeconomia para avaliar uma planta de geração termelétrica com resfriamento do ar de entrada do compressor pelo método de armazenamento de energia térmica. Foi aplicada a teoria do custo exergético nos componentes para identificar as ineficiências termodinâmicas e as irreversibilidades, visando definir os principais parâmetros a serem otimizados.

Najjar e Abubaker (2017) aplicaram o método da análise energética, exergética e termoeconômica em uma planta termelétrica que trabalha com um ciclo combinado do tipo orgânico de Rankine com recuperação de calor em cascata e resfriamento do ar de entrada do compressor, encontrando o menor custo de geração em uma condição fora do ponto de projeto.

## 2.6 ANÁLISE PARAMÉTRICA

Molinaro (2012) explica que as variações de parâmetros determinam uma mudança no modelo de simulação, que acaba variando os resultados. Através da análise paramétrica é possível verificar a extensão da mudança ocasionada por essa variação, que é crucial para identificação de quais parâmetros influenciam no comportamento do modelo.

Figura 2.11 – Método análise paramétrica



Como se pode observar na Figura 2.11 utilizam-se as variáveis de entrada e outros parâmetros que influenciam no comportamento do modelo. A definição destas variáveis que influenciam no comportamento do modelo pode ser verificada através de uma análise de sensibilidade de parâmetros conforme proposto por Hamby (1994). Ele afirma que uma análise de sensibilidade pode ser conduzida por uma série de necessidades, dentre elas, verificar: quais parâmetros necessitam de maior confiabilidade para reduzir a incerteza do resultado; quais parâmetros são insignificantes e podem ser eliminados do modelo final; quais variáveis de entrada provocam maior variabilidade do resultado; quais parâmetros são diretamente correlacionados com o resultado e, uma vez definidas estas variáveis, de que forma sua variação influencia no resultado encontrado.

Com esta análise é possível verificar a interação entre as variáveis. É possível variar uma de cada vez e verificar o comportamento do modelo, mas também se pode variar mais de um parâmetro para verificar a interação entre eles.

Molinaro (2012) utilizou a análise paramétrica para avaliar a complexa relação entre os parâmetros de diferentes tipos de construção com a redução de consumo de energia, depois utilizou a exergia como uma ferramenta para avaliar o uso eficiente da energia disponível no ambiente.

Madessa et al. (2017) fizeram um estudo através do uso da análise paramétrica para avaliar o comportamento de uma bomba de calor geotérmica, considerando a influência da profundidade do solo, as taxas de fluxo de massa, a proporção de sal/água da salmoura, os tipos de fluidos de trabalho e a condição de estado morto do ambiente. Seus resultados mostraram que as variações destes parâmetros influenciam no comportamento do sistema, e que o fator mais importante foi a escolha dos fluidos de trabalho, que requerem uma análise termodinâmica detalhada.

### 3 METODOLOGIA

Para avaliar a influência climática no desempenho da planta, duas cidades brasileiras com climas diferentes foram selecionadas: Porto Alegre e Mossoró. Em Porto Alegre, sul do Brasil, a temperatura ambiente é superior a 15 °C para aproximadamente 6523 horas por ano (75% do total de horas). Mossoró, nordeste do Brasil, apresenta sua totalidade de horas acima da condição ISO, com temperatura ambiente maior que 15 °C para 100% do total de horas de trabalho.

A Figura 3.1 mostra o mapa climático do Brasil com a localização das cidades escolhidas e seus respectivos climas.

Figura 3.1 – Mapa climático do Brasil com Porto Alegre e Mossoró



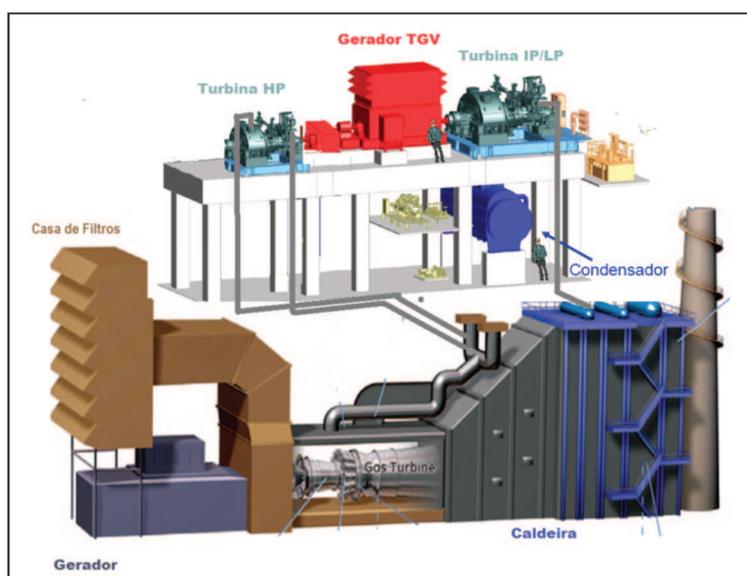
Fonte: IBGE (2016).

A escolha das cidades se deu pela grande diferença do clima característico e pela proximidade nas suas altitudes médias em relação ao nível do mar. Porto Alegre está a 8 m de altura e Mossoró está a 16 m, o que possibilita uma análise mais focada na temperatura e umidade, já que não há influência considerável da altitude, pois esse é um dos fatores que influenciam o comportamento das turbinas a gás e o ciclo combinado. Como as alterações causadas pela altitude são menores do que as devido à temperatura do ar, optou-se por não

avaliar este fator. Outro motivo foi a existência de uma usina termelétrica semelhante à deste estudo na região de Mossoró.

A planta utilizada como base neste estudo fica localizada na região metropolitana de Porto Alegre, Rio Grande do Sul. A configuração de instalação pode ser vista na Figura 3.2, que é composta por uma turbina a gás MS7001FA do fabricante GE, com capacidade de projeto de 166,3 MW, uma caldeira recuperadora de calor da ANSALDO com três níveis de pressão e uma turbina a vapor Siemens SST-700/SST-900RH (eixo duplo e dupla carcaça) com capacidade de geração nominal de 86,3 MW. A turbina a gás é bicombustível, pois pode ser alimentada com gás natural ou OCTE (Óleo Combustível para Turbinas Elétricas). A opção do uso de OCTE para este trabalho foi feita pela falta de literatura abordando o uso deste combustível.

Figura 3.2 – Configuração da instalação em estudo



Fonte: Adaptado de Siemens (2009).

### 3.1 MODELAGEM DO CICLO COMBINADO

Nas figuras a seguir temos a definição do sistema em estudo, no qual as linhas pontilhadas retas representam as fronteiras. A modelagem dos sistemas foi feita de acordo com os blocos representados nestas figuras. As setas que não ultrapassam a fronteira indicam as saídas internas dos blocos, que são direcionadas como entradas do bloco seguinte e as setas que cruzam a fronteira representam os fatores externos ao sistema e os produtos. A Figura 3.3 representa os componentes utilizados no ciclo a gás, a Figura 3.4 contém as saídas e entradas

da caldeira de recuperação e a Figura 3.5 mostra os componentes, as saídas e entradas do sistema da turbina a vapor.

Figura 3.3 – Bloco do turbina a gás

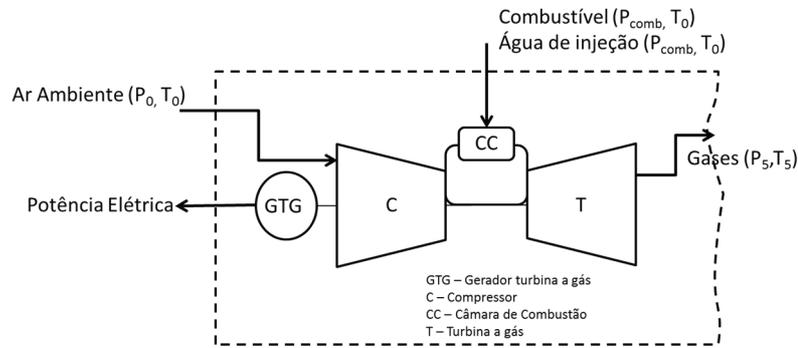


Figura 3.4 – Bloco da caldeira de recuperação

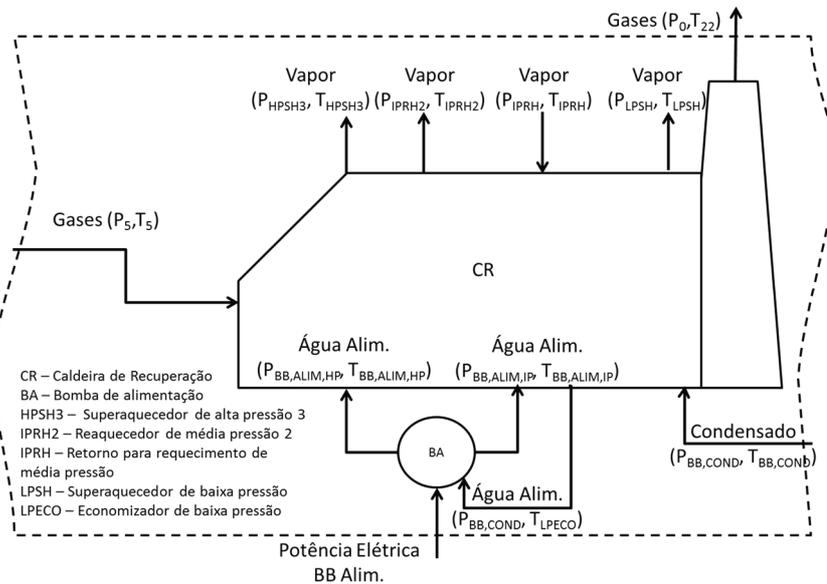
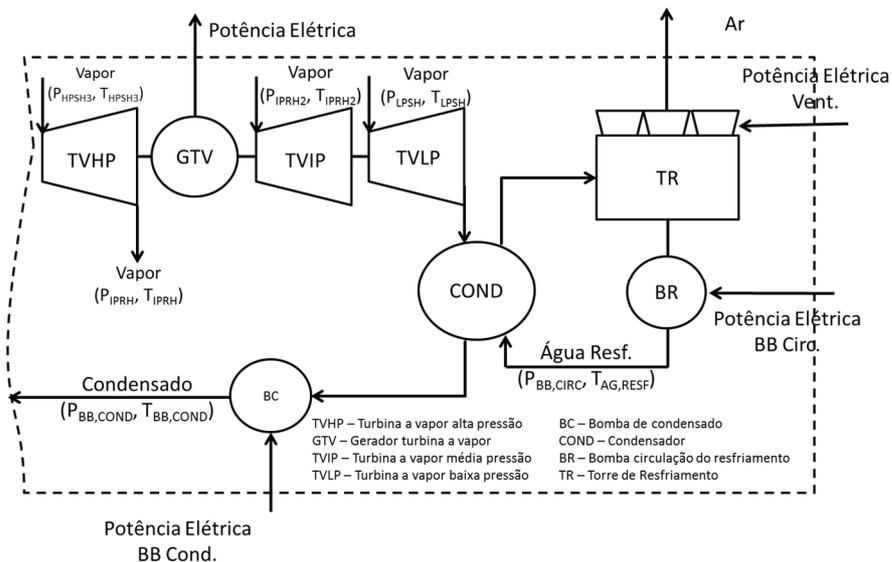


Figura 3.5 – Bloco da turbina a vapor



No bloco da caldeira de recuperação, cada saída e entrada depende do resultado do balanço energético entre os gases e o vapor/água feito nos componentes internos do bloco, ou seja, nos 16 trocadores de calor e das propriedades dos fluidos em cada condição.

Abaixo seguem as etapas realizadas para a modelagem do ciclo, feitas por Rodrigues e Wander (2016):

- Levantamento das equações para a construção do modelo;
- Aquisição dos dados reais de operação do sistema;
- Inserção e arranjo do modelo no *software* EES (*Engineering Equation Solver*);
- Validação do modelo;

Os dados para a elaboração do modelo e comparação com o comportamento real do ciclo foram obtidos através da coleta no supervisório de uma planta localizada na região metropolitana de Porto Alegre. Para esta coleta foram utilizados alguns critérios como: geração em *base load* (máxima geração da turbina a gás), exclusão de dados do regime transiente (parada e partida de planta) e exclusão de dados ocasionados por alguma restrição de outros componentes da planta. Deste modo procurou-se manter o resultado mais próximo do regime permanente de operação da planta. O período de dados coletados correspondeu a 2 meses de operação. Os dados do supervisório são registrados com intervalos de até 3 segundos, mas, por não haver mudanças tão repentinas na temperatura e umidade do ar, o espaçamento de aquisição dos dados foi feito a cada 15min.

Na concepção do modelo existem apenas duas entradas que são a temperatura de bulbo seco e a umidade relativa. A partir destes dois dados informados podem-se obter os demais.

Nas seções a seguir são mostradas as equações utilizadas para a modelagem do ciclo. As propriedades dos fluidos foram definidas através do banco de dados de propriedades do *software* EES.

### **3.1.1 Ciclo a Gás**

A turbina a gás, principal componente do ciclo a gás, pode ser dividida em três principais equipamentos para a modelagem que são o compressor, a câmara de combustão e a turbina de expansão.

A eficiência isentrópica do compressor foi calculada no *software* EES através dos dados medidos do processo para as diferentes temperaturas na entrada e na saída do compressor, e

aplicadas na Equação de eficiência isentrópica do compressor, obtendo-se um valor médio de 0,90, valor este que será utilizado neste trabalho.

A temperatura do ar na saída do compressor pode ser calculada pela Equação 3.1 de acordo com eficiência isentrópica do compressor, aproximando o modelo da operação real.

$$T_{ar(3)} - T_{ar(2)} = \frac{T_{ar(2)}}{\eta_{comp}} \left[ \left( \frac{P_{ar(3)}}{P_{ar(2)}} \right)^{\left( \frac{\gamma_{ar}-1}{\gamma_{ar}} \right)} - 1 \right] \quad (3.1)$$

onde  $T_{ar(3)}$  é a temperatura do ar na descarga do compressor,  $T_{ar(2)}$  é a temperatura do ar na entrada do compressor,  $\eta_{comp}$  é a eficiência isentrópica do compressor,  $P_{ar(3)}$  é a pressão do ar na descarga do compressor,  $P_{ar(2)}$  é a pressão do ar na entrada do compressor e  $\gamma_{ar}$  é a relação dos calores específicos.

A pressão de descarga do compressor é um fator importante no cálculo do compressor, normalmente se utiliza uma relação de pressão do compressor constante, mas como a variação de vazão mássica influencia nesta razão, foi gerada uma equação que determina esta variável no modelo. A Equação 3.2 foi gerada através de dados médios medidos por transmissores de pressão e coletados no supervisório da planta.

$$P_{ar(3)} = 3,03\dot{m}_{ar} + 225,86 \quad (3.2)$$

A potência consumida no compressor é obtida pela Equação 3.3:

$$\dot{W}_{Comp} = \dot{m}_{ar}(h_{ar(3)} - h_{ar(2)}) \quad (3.3)$$

onde  $\dot{W}_{Comp}$  é a potência consumida no compressor,  $\dot{m}_{ar}$  é a vazão mássica de ar de entrada no compressor,  $h_{ar(2)}$  é a entalpia do ar de entrada e  $h_{ar(3)}$  é a entalpia do ar na saída.

A vazão volumétrica padrão do compressor foi obtida através dos dados médios reais de operação, ficando em 352,7 m<sup>3</sup>/s. A partir desta vazão volumétrica constante e das propriedades do ar pode-se calcular a vazão mássica de ar que entra para o processo. Esta é a principal variável, já que, todas as demais serão calculadas em função dela.

Na câmara de combustão, a capacidade de fornecimento de calor é proporcional a vazão em massa de combustível e seu PCI, que é uma propriedade do fluido. As câmaras de combustão também possuem uma eficiência que é adicionada ao cálculo para admitir algumas perdas na combustão. Segundo Saravanamuttoo et al. (2009) ficam entre 0,98 e 0,99. Então, pode-se calcular a taxa de energia fornecida pela câmara de combustão pela Equação 3.4.

$$\dot{Q}_H = \eta_{comb}\dot{m}_{comb}PCI \quad (3.4)$$

onde  $\dot{Q}_H$  é a taxa de calor fornecido pelo combustível,  $\eta_{comb}$  é a eficiência da câmara de combustão e PCI é o poder calorífico inferior do combustível.

A massa dos gases que irão passar pela turbina fica definida pela Equação 3.5

$$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{ag,inj} \quad (3.5)$$

onde  $\dot{m}_{gases}$  é a vazão mássica dos gases quentes,  $\dot{m}_{comb}$  é a vazão mássica do combustível e  $\dot{m}_{ag,inj}$  é a vazão mássica de água de injeção.

A vazão mássica de combustível foi definida de forma semelhante à pressão de saída do compressor, onde através do consumo de combustível medido na planta e a vazão mássica de ar obteve-se a Equação 3.6.

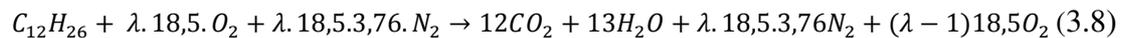
$$\dot{m}_{comb} = 0,017\dot{m}_{ar} + 4,5175 \quad (3.6)$$

A vazão mássica de água de injeção também foi calculada a partir dos dados de medidores de vazão coletados no supervisório, onde se obteve a Equação 3.7.

$$\dot{m}_{ag,inj} = -0,0079\dot{m}_{ar} + 18,367 \quad (3.7)$$

A modelagem do ciclo para a utilização do Óleo Combustível para Turbina Elétrica (OCTE), também requer atenção para a composição dos gases de saída.

Para isso é necessária a formulação do processo de reação de combustão deste tipo de óleo leve, que é composto basicamente por hidrocarbonetos, possuindo diversas frações em sua cadeia carbônica, do C<sub>7</sub> até o C<sub>50</sub>. Para o processo de combustão do OCTE foi considerado que ele é composto de C<sub>12</sub>H<sub>26</sub>. Logo o cálculo para a combustão com excesso de ar para o OCTE, é descrito pela Equação 3.8.



onde  $\lambda$  é o excesso de ar para combustão.

Segundo Kehlhofer (1999), a queima do combustível gera emissão de alguns componentes prejudiciais à atmosfera, dentre eles o de maior destaque é o NO<sub>x</sub> (Óxidos de Nitrogênio). As emissões devem ser controladas para redução do impacto no ambiente. Ela é fortemente influenciada pelos níveis de concentração das substâncias presentes no combustível. O NO<sub>x</sub> é produzido em altas quantidades de ar a altas temperaturas e os fatores que mais influenciam na produção deste composto são a taxa de combustível para ar na combustão, a pressão na combustão, a temperatura do ar na câmara de combustão e o tempo de combustão. A maneira mais simples de reduzir o NO<sub>x</sub> nos combustores é a redução da temperatura da chama, através da injeção de vapor ou de água, como é o caso da turbina em estudo.

Lefebvre e Ballal (2010) e Boyce (2012) afirmam que a fração do ar total que entra para a zona de diluição da mistura da combustão, utilizando o gás natural, fica entre 20 e 40%. Também há um percentual responsável pelo resfriamento das palhetas e carcaça. Lefebvre e Ballal (2010) salientam que o objetivo da zona de diluição na câmara de combustão é admitir o

ar remanescente da combustão e o ar do resfriamento das paredes da câmara e prover que a corrente dos gases de saída possua uma temperatura aceitável para a turbina.

Com a utilização do OCTE e a adição da água de injeção, o resfriamento dos gases da combustão é feito pela própria água não sendo necessária a adição de ar na zona de diluição. Assim, a parte do ar de entrada para combustão corresponde a 90% do total, o restante é utilizado para resfriamento das palhetas da turbina e carcaça.

O trabalho realizado na seção da turbina pode ser descrito pela Equação 3.9, onde pode ser observado o direcionamento de 10% da vazão mássica de ar para resfriamento das palhetas.

$$\dot{W}_{TG} = (\dot{m}_{gases} - 0,1\dot{m}_{ar})(h_{gases(4)} - h_{gases(5)}) \quad (3.9)$$

onde  $\dot{W}_{TG}$  é a taxa de trabalho realizado pela turbina,  $h_{gases(4)}$  é a entalpia dos gases na entrada da turbina e  $h_{gases(5)}$  é a entalpia dos gases na saída da turbina.

A eficiência da turbina a gás pode ser calculada pela Equação 3.10:

$$\eta_{Turb} = \frac{w_{TG}}{w_{TG,iso}} = \frac{h_{gases(5)} - h_{gases(4)}}{h_{gases,iso(5)} - h_{gases(4)}} \quad (3.10)$$

onde  $\eta_{Turb}$  é a eficiência isentrópica da turbina,  $w_{TG,iso}$  é o trabalho isentrópico da turbina e  $h_{gases,iso(5)}$  é a entalpia isentrópica dos gases de saída da turbina.

A temperatura de entrada na turbina é definida em função da temperatura admissível do material das palhetas do primeiro estágio e fica em torno de 1282 °C. Para encontrar a temperatura na saída dos gases pode-se utilizar a Equação 3.11:

$$T_{gases(4)} - T_{gases(5)} = \eta_{Turb} \cdot T_{gases(4)} \left[ 1 - \left( \frac{1}{P_{gases(4)}/P_{gases(5)}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (3.11)$$

onde  $T_{gases(4)}$  é a temperatura dos gases na entrada da turbina,  $T_{gases(5)}$  é a temperatura dos gases na saída da turbina,  $P_{gases(4)}$  é a pressão dos gases na entrada da turbina,  $P_{gases(5)}$  é a pressão dos gases na saída da turbina e  $\gamma$  é a relação de calores específicos.

A eficiência isentrópica da turbina foi calculada através dos dados medidos e coletados no supervisão, fazendo-se uma média dos valores encontrados para as variações de temperatura na entrada e saída da turbina, ficando definido o valor de 0,93.

A potência da turbina a gás é calculada descontando-se a potência consumida no compressor e são adicionadas ao cálculo a eficiência de transformação da energia mecânica em energia elétrica no gerador que, de acordo com Boyce (2010), fica em torno de 98% e a eficiência mecânica da turbina a gás que contempla as perdas por atrito nos mancais que, segundo Lora e Nascimento (2004), correspondem a 1% da potência. Logo o valor de eficiência

mecânica utilizado no modelo é 99%. A potência gerada no ciclo Brayton é descrita pela Equação 3.12.

$$\dot{W}_{TGCB} = (\dot{W}_{TG} - \dot{W}_{Comp}) \cdot \eta_{ger} \cdot \eta_{mec,TG} \quad (3.12)$$

onde  $\dot{W}_{TGCB}$  é a potência elétrica da turbina a gás,  $\eta_{ger}$  é a eficiência de transformação de energia mecânica em energia elétrica no gerador e  $\eta_{mec,TG}$  é a eficiência mecânica da turbina a gás.

A eficiência global do ciclo Brayton pode ser calculado pela Equação 3.13:

$$\eta_{Brayton} = \frac{\dot{W}_{TGCB}}{\dot{Q}_H} \quad (3.13)$$

onde  $\eta_{Brayton}$  é a eficiência do ciclo Brayton.

### 3.1.2 Ciclo a Vapor

O ciclo a vapor ou de Rankine, pode ser modelado através de seus 4 principais componentes: as bombas, a caldeira de recuperação, a turbina a vapor e o condensador.

As bombas do ciclo em estudo são de dois tipos: de condensado e de alimentação. O papel da bomba de condensado é transferir a água que condensa no condensador até a sucção das bombas de alimentação. Isto se faz necessário pela distância física entre o condensador e a caldeira. As bombas de alimentação, por sua vez, são responsáveis pela vazão e elevação de pressão na caldeira. A potência consumida por elas pode ser obtida pelas equações 3.14 e 3.15.

$$\dot{W}_{bomb,cond} = \frac{\dot{m}_{\acute{a}gua}(h_{\acute{a}gua(2)} - h_{\acute{a}gua(1)})}{\eta_{bomb,cond}} \quad (3.14)$$

onde  $\dot{W}_{bomb,cond}$  é a potência consumida na bomba de condensado,  $\dot{m}_{\acute{a}gua}$  é a vazão mássica de água de alimentação,  $h_{\acute{a}gua(2)}$  é a entalpia da água na descarga da bomba,  $h_{\acute{a}gua(1)}$  é a entalpia da água na sucção da bomba e  $\eta_{bomb,cond}$  é a eficiência isentrópica da bomba de condensado.

$$\dot{W}_{bomb,alim} = \frac{\dot{m}_{\acute{a}gua}(h_{\acute{a}gua(4)} - h_{\acute{a}gua(2)})}{\eta_{bomb,alim}} \quad (3.15)$$

onde  $\dot{W}_{bomb,alim}$  é a potência consumida na bomba de alimentação da caldeira,  $h_{\acute{a}gua(4)}$  é a entalpia da água na descarga da bomba,  $h_{\acute{a}gua(2)}$  é a entalpia da água na sucção da bomba e  $\eta_{bomb,alim}$  é a eficiência isentrópica da bomba de alimentação.

A bomba possui perdas por suas irreversibilidades internas. Assim, podem-se calcular 5 suas eficiências isentrópicas conforme as equações 3.16 e 3.17:

$$\eta_{bomb,cond} = \frac{h_{\acute{a}gua,iso(2)} - h_{\acute{a}gua(1)}}{h_{\acute{a}gua(2)} - h_{\acute{a}gua(1)}} \quad (3.16)$$

$$\eta_{bomb,alim} = \frac{h_{\acute{a}gua,iso(4)} - h_{\acute{a}gua(2)}}{h_{\acute{a}gua(4)} - h_{\acute{a}gua(2)}} \quad (3.17)$$

onde  $h_{\acute{a}gua,iso(4)}$  é a entalpia isentrópica da água na descarga da bomba de alimentação e  $h_{\acute{a}gua,iso(2)}$  é a entalpia isentrópica da água na descarga da bomba de condensado.

Os valores obtidos do processo real são  $\eta_{bomb,cond} = 0,71$  e  $\eta_{bomb,alim} = 0,63$ .

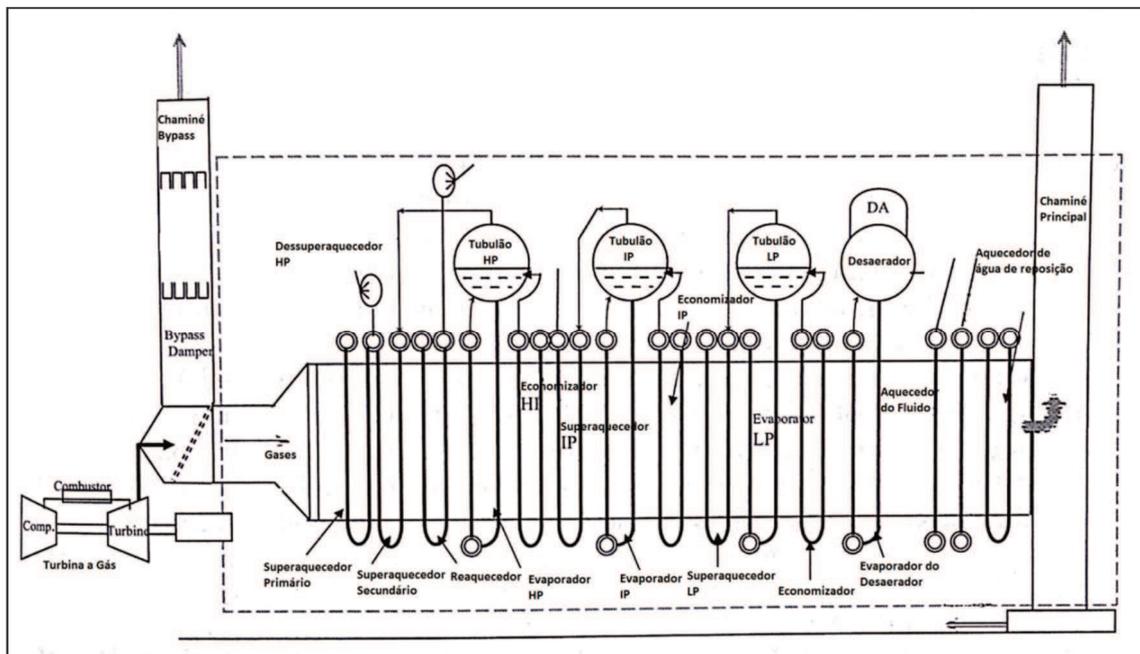
A caldeira escolhida para este estudo possui 3 níveis de pressão e pode ser representada pela Figura 3.6.

A Caldeira de recuperação aproveita os gases da exaustão da turbina a gás. Assim, pode-se determinar a entrada de calor para a caldeira através da Equação 3.18:

$$\dot{Q}_{HRSG} = \dot{m}_{gases}(h_{gases(22)} - h_{gases(5)}) \quad (3.18)$$

onde  $\dot{Q}_{HRSG}$  é a taxa de calor adicionada a caldeira e  $h_{gases(22)}$  é entalpia dos gases na saída da caldeira.

Figura 3.6 – Caldeira de recuperação com 3 níveis de pressão



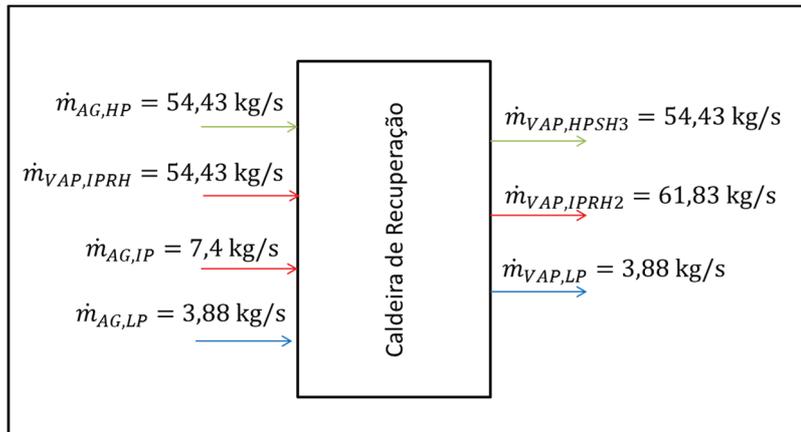
Fonte: Adaptado de Boyce (2010).

A eficiência da caldeira de recuperação é calculada através do balanço da taxa de energia aplicado ao trocador de calor, considerando os estados dos fluidos na entrada e na saída, através da Equação 3.19:

$$\eta_{HRSG} = \frac{\dot{m}_{VaporHP}(h_{vapor(HPSH3)} - h_{\acute{a}gua(4)}) + \dot{m}_{VaporIPRH}(h_{vapor(IPRH2)} - h_{vapor(4)})}{\dot{m}_{gases}(h_{gases(5)} - h_{gases(22)})} + \frac{\dot{m}_{VaporIPSH}(h_{vapor(IPSH)} - h_{\acute{a}gua(3)}) + \dot{m}_{VaporLP}(h_{vapor(LP SH)} - h_{\acute{a}gua(2)})}{\dot{m}_{gases}(h_{gases(5)} - h_{gases(22)})} \quad (3.19)$$

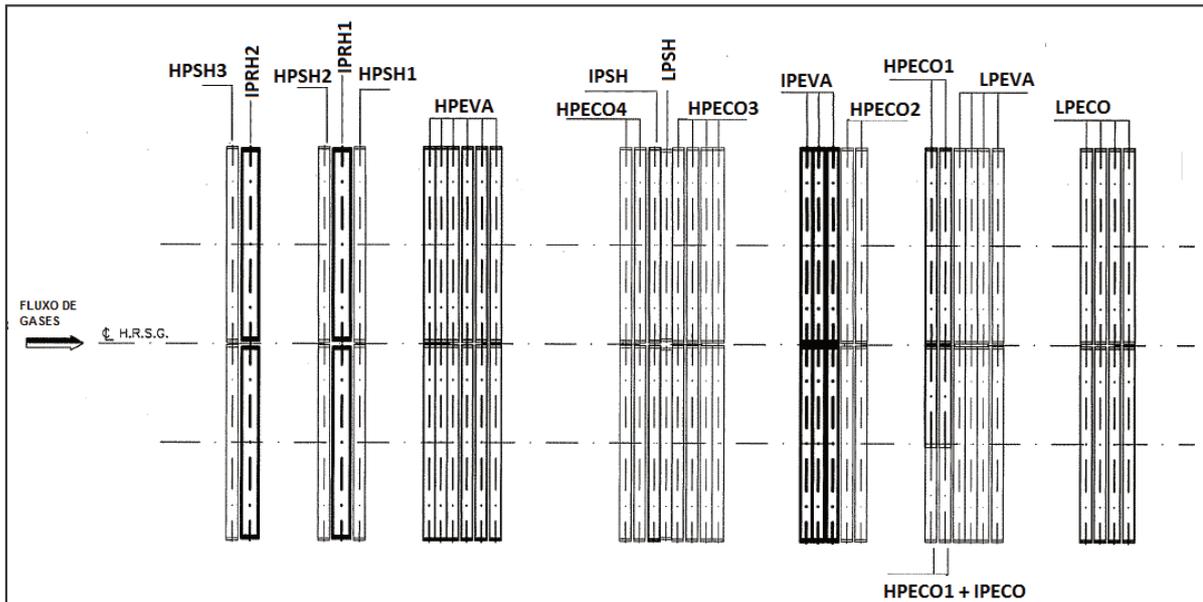
onde  $\eta_{HRSG}$  é o rendimento da caldeira de recuperação,  $\dot{m}_{VaporHP}$  é a vazão mássica de vapor de alta pressão,  $h_{vapor(HPSH3)}$  é a entalpia do vapor na saída do terceiro superaquecedor de alta pressão,  $\dot{m}_{VaporIPRH}$  é a vazão mássica de vapor de média pressão reaquecido,  $h_{vapor(IPRH2)}$  é a entalpia do vapor na saída do segundo reaquecedor de média pressão,  $h_{vapor(4)}$  é a entalpia do vapor na saída da turbina de alta pressão,  $\dot{m}_{VaporIPSH}$  é a vazão mássica de vapor de média pressão,  $h_{vapor(IPSH)}$  é a entalpia do vapor na saída do superaquecedor de média pressão,  $\dot{m}_{VaporLP}$  é a vazão mássica de vapor de baixa pressão e  $h_{vapor(LP SH)}$  é a entalpia do vapor de baixa pressão na saída do superaquecedor. É possível visualizar na Figura 3.7 as vazões de água e vapor na caldeira de recuperação.

Figura 3.7 – Vazões de água e vapor na caldeira



Conforme pode ser visto na Figura 3.8 os trocadores de calor da caldeira são subdivididos em seções e cada nível de pressão, alta (HP), média (IP) e baixa (LP), possui um conjunto de economizadores (ECO), evaporadores (EVA) e superaquecedores (SH).

Figura 3.8 – Sequência dos trocadores da caldeira de recuperação



Fonte: Adaptado de Ansaldo (2012).

Para a modelagem da caldeira foi necessário realizar uma divisão dos gases direcionados para ela, pois a medição real acontece apenas nos espaços intermediários das seções, ou seja, o calor absorvido por uma seção formada por mais de um nível de pressão não pode ser determinado apenas através da temperatura. A divisão dos gases foi feita através da Equação 3.20.

$$Y\dot{m}_{\text{gases}}(h_{\text{gases},i} - h_{\text{gases},j}) = \dot{m}_{\text{fluido},NP}Cp_{\text{fluido},L}(T_{\text{fluido},K} - T_{\text{fluido},L}) \quad (3.20)$$

onde  $Y$  é o percentual dos gases que passa em cada trocador de um conjunto,  $h_{\text{gases},i}$  é a entalpia dos gases no trocador de calor de entrada  $i$ ,  $h_{\text{gases},j}$  é a entalpia dos gases no trocador de calor de saída  $j$ ,  $\dot{m}_{\text{fluido},NP}$  é a vazão mássica de fluido correspondente ao nível de pressão indicado,  $Cp_{\text{fluido},L}$  é calor específico do fluido na condição de entrada,  $T_{\text{fluido},K}$  é a temperatura do fluido na saída do trocador de calor e  $T_{\text{fluido},L}$  é a temperatura do fluido na entrada do trocador de calor.

A Tabela 3.1 apresenta a divisão dos gases que passam em cada trocador, para as seções que possuem mais de um nível de pressão da caldeira de recuperação, a divisão é baseada na disposição dos trocadores no interior da caldeira conforme mostra a Figura 3.8.

Tabela 3.1 – Divisão dos gases para cada seção da caldeira de recuperação

Seção	Proporção dos gases para o trocador (Y)	Seção	Proporção dos gases para o trocador (Y)
Trocador HPSH3	0,34	Trocador LPSH	0,02
Trocador IPRH2	0,66	Trocador HPECO3	0,45
Trocador HPSH2	0,31	Trocador IPEVA	0,69
Trocador IPRH1	0,38	Trocador HPECO2	0,31
Trocador HPSH1	0,31	Trocador IPECO	0,06
Trocador HPEVA	1,00	Trocador HPECO1	0,43
Trocador HPECO4	0,48	Trocador LPEVA	0,52
Trocador IPSH	0,05	Trocador LPECO	1,00

Além de definir qual o percentual dos gases responsável pela troca de calor em cada trocador, também foi necessária a definição da temperatura de entrada dos gases em cada trocador. Como pode ser observado na Tabela 3.2, para a realização do balanço energético de cada trocador de calor da caldeira foram definidas a variação de temperatura após cada um deles. Isto é utilizado para determinar a energia transferida e as propriedades do vapor ou da água na entrada e saída de cada trocador de calor.

Tabela 3.2 – Temperatura dos gases para cada trocador

Variável	Definição da temperatura	Variável	Definição da temperatura
$T_{e,gases,HPSH3}$	$T_{gases(5)}$	$T_{e,gases,HPECO3}$	$T_{gases(5)} - 299$
$T_{e,gases,IPRH2}$	$T_{gases(5)} - 9$	$T_{e,gases,IPEVA}$	$T_{gases(5)} - 300$
$T_{e,gases,HPSH2}$	$T_{gases(5)} - 25$	$T_{e,gases,HPECO2}$	$T_{gases(5)} - 367$
$T_{e,gases,IPRH1}$	$T_{gases(5)} - 51$	$T_{e,gases,HPECO1}$	$T_{gases(5)} - 392$
$T_{e,gases,HPSH1}$	$T_{gases(5)} - 87$	$T_{e,gases,IPECO}$	$T_{gases(5)} - 398$
$T_{e,gases,HPEVA}$	$T_{gases(5)} - 127$	$T_{e,gases,LPEVA}$	$T_{gases(5)} - 410$
$T_{e,gases,HPECO4}$	$T_{gases(5)} - 263$	$T_{e,gases,LPECO}$	$T_{gases(5)} - 427$
$T_{e,gases,IPSH}$	$T_{gases(5)} - 292$	$T_{s,gases}$	120
$T_{e,gases,LPSH}$	$T_{gases(5)} - 298$	-	-

A turbina a vapor deste estudo possui dois eixos, como já mencionado, então sua modelagem é feita em duas partes, uma para a turbina de alta pressão e uma para a turbina de média e baixa pressão.

As eficiências isentrópicas das turbinas a vapor foram calculadas de forma análoga a turbina a gás pelas equações 3.21 e 3.22:

$$\eta_{TV,HP} = \frac{h_{vapor(HP SH3)} - h_{vapor(4)}}{h_{vapor(HP SH3)} - h_{vapor(4),iso}} \quad (3.21)$$

$$\eta_{TV,IP-LP} = \frac{(h_{vapor(IPRH2)} + h_{vapor(LP SH)}) - h_{vapor(7)}}{(h_{vapor(IPRH2)} + h_{vapor(LP SH)}) - h_{vapor(7),iso}} \quad (3.22)$$

onde  $\eta_{TV,HP}$  é a eficiência isentrópica da turbina a vapor de alta pressão,  $h_{vapor(4),iso}$  é entalpia isentrópica do vapor na saída da turbina de alta pressão,  $\eta_{TV,IP-LP}$  é a eficiência isentrópica da turbina a vapor de média e baixa pressão,  $h_{vapor(7)}$  é a entalpia do vapor na saída da turbina de baixa pressão e  $h_{vapor(7),iso}$  é a entalpia isentrópica do vapor na saída da turbina de baixa pressão.

Para a determinação do trabalho adiabático gerado em cada turbina são utilizadas as equações 3.23 e 3.24:

$$\dot{W}_{TV,HP} = \dot{m}_{vapor,HP} (h_{vapor(HP SH3)} - h_{vapor(4)}) \quad (3.23)$$

$$\dot{W}_{TV,IP-LP} = \dot{m}_{vapor,IP,RH} (h_{vapor(IPRH2)} - h_{vapor(7)}) + \dot{m}_{vapor,LP} (h_{vapor(LP SH)} - h_{vapor(7)}) \quad (3.24)$$

onde  $\dot{W}_{TV,HP}$  é a potência da turbina a vapor de alta pressão e  $\dot{W}_{TV,IP-LP}$  é a potência da turbina a vapor de média e baixa pressão.

Somando-se o trabalho obtido em cada eixo é obtida a taxa total de trabalho gerado, assim como mostra a Equação 3.25.

$$\dot{W}_{TV,total} = \dot{W}_{TV,HP} + \dot{W}_{TV,IP-LP} \quad (3.25)$$

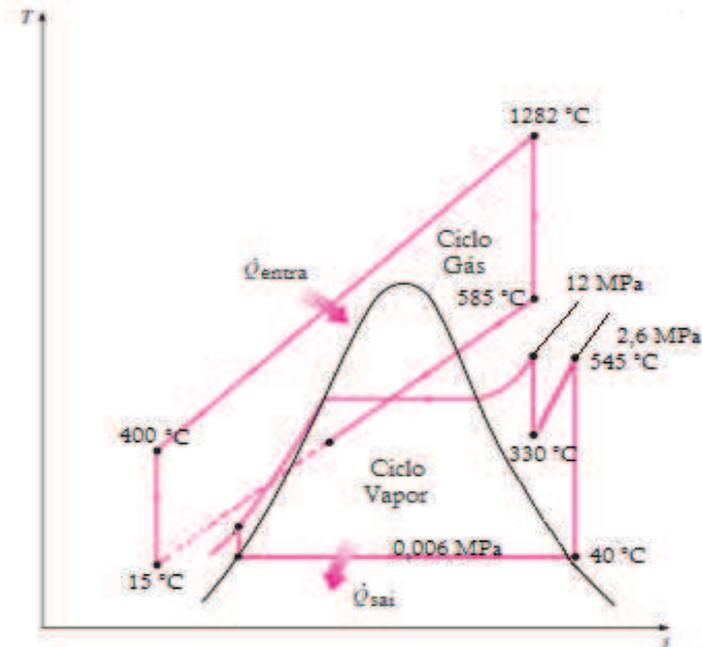
onde  $\dot{W}_{TV,total}$  é a potência total entregue pela turbina a vapor.

Para determinar a eficiência térmica do ciclo Rankine, pode ser utilizada a Equação 3.26.

$$\eta_{Rankine} = \frac{\dot{W}_{TV,total}}{\dot{Q}_{HRSG}} \quad (3.26)$$

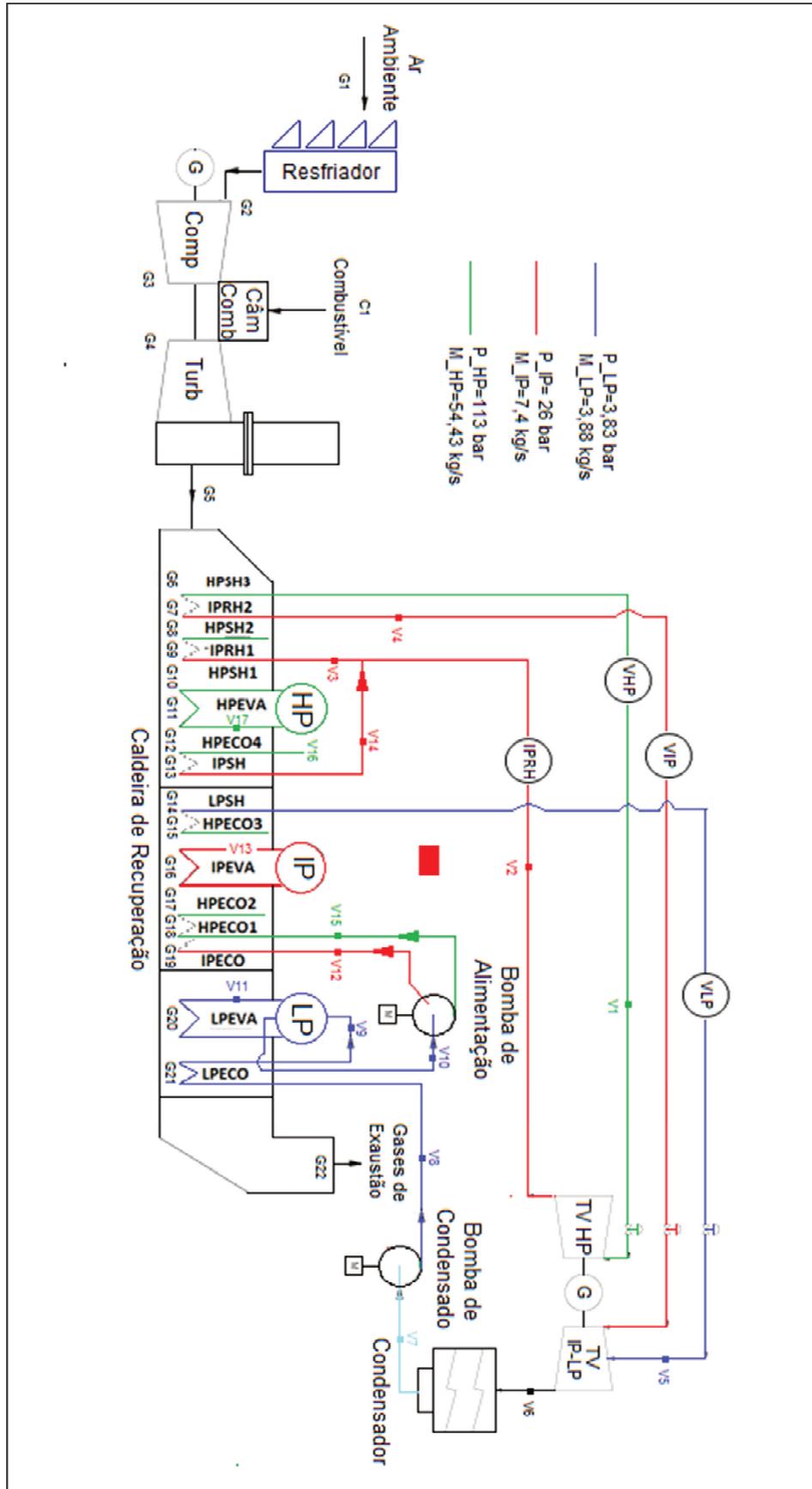
A Figura 3.9 representa o esquema simplificado da usina, para facilitar o entendimento.

Figura 3.9 – Diagrama Txs simplificado da usina



A Figura 3.10 mostra o fluxograma da usina onde o ar ambiente entra no resfriador, é resfriado e succionado pelo compressor da turbina a gás. Com a pressão elevada o ar entra na câmara de combustão, é misturado ao combustível a pressão constante e ocorre a queima, então se expande na turbina. Os gases provenientes da expansão são direcionados para a caldeira de recuperação e, após trocarem calor com as seções de vapor e água de alimentação, são expulsos pela chaminé. No ciclo Rankine, o condensado é succionado do condensador pela bomba de condensado e enviado para a caldeira, onde é aquecido no economizador de baixa pressão (LP) e succionado pela bomba de alimentação, que distribui a vazão nos tubulões de alta pressão (HP) e de média pressão (IP). O vapor superaquecido de alta pressão sai da seção do superaquecedor de alta pressão número 3 (HPSH3) da caldeira e alimenta a turbina a vapor de alta pressão. Após a expansão, o vapor retorna para a caldeira na condição de vapor de média pressão para reaquecimento (IPRH). Ao entrar na caldeira, o vapor proveniente da turbina de alta pressão é misturado ao vapor de média pressão superaquecido e passam pelas seções de reaquecimento de média pressão, então saem da seção de reaquecimento de média pressão número 2 em direção à turbina a vapor de média e baixa pressão. O vapor é expandido na turbina de média pressão e há uma adição de vapor na seção de baixa pressão, que é fornecida pela seção do superaquecedor de baixa pressão da caldeira. Após a expansão, total o vapor é então condensado no condensador dando reinício ao ciclo.

Figura 3.10 – Fluxograma da usina em estudo



### 3.1.3 Dados de entrada

Para a configuração do modelo foram coletados alguns dados reais de operação da planta e algumas variáveis de projeto. Estes dados servem como entrada para o modelo de simulação da planta. Na Tabela 3.3 estão os dados utilizados como entrada no modelo:

Tabela 3.3 – Dados de entrada

Variável	Valor	Unidade
Pressão gases exausto ( $P_{gases(5)}$ )	103,5	[kPa]
Temperatura de entrada na turbina ( $T_{gases(4)}$ )	1282	[°C]
Temperatura da água na sucção da bomba de condensado ( $T_{cond}$ )	37,3	[°C]
Temperatura da água na descarga da bomba de condensado ( $T_{água(2)}$ )	37,8	[°C]
Temperatura de entrada economizador de Baixa Pressão ( $T_{LPECO}$ )	70	[°C]
Temperatura de saída turbina HP ( $T_{IPRH}$ )	330	[°C]
Temperatura de saída turbina IP-LP ( $T_{vapor(7)}$ )	40	[°C]
Vazão mássica de vapor HP ( $\dot{m}_{vapor,HP}$ )	54,43	[kg/s]
Vazão mássica de vapor IP ( $\dot{m}_{vapor,IP}$ )	7,4	[kg/s]
Vazão mássica de vapor LP ( $\dot{m}_{vapor,LP}$ )	3,83	[kg/s]
Vazão mássica água de resfriamento ( $\dot{m}_{ag,resf}$ )	3511,1	[kg/s]
Pressão vapor HP ( $P_{HPSH3}$ )	11300	[kPa]
Pressão vapor retorno turbina de alta ( $P_{IPRH}$ )	2600	[kPa]
Pressão de vapor baixa pressão ( $P_{LPEVA}$ )	383	[kPa]
Pressão descarga bomba condensado ( $P_{água(2)}$ )	2300	[kPa]
Pressão sucção bomba alimentação ( $P_{sucbbalim}$ )	620	[kPa]
Pressão descarga bomba alimentação HP ( $P_{descbbalim,HP}$ )	15544	[kPa]
Pressão descarga bomba alimentação IP ( $P_{descbbalim,IP}$ )	5431	[kPa]
Pressão condensador ( $P_{cond}$ )	6,96	[kPa]
Massa de ar para mistura dos gases ( $\dot{m}_{Ar,mist}$ )	0	%
PCI do OCTE	38655	[kJ/kg]
Eficiência da câmara e combustão ( $\eta_{Comb}$ )	0,98	-
Eficiência do gerador elétrico ( $\eta_{Ger}$ )	0,98	-
Eficiência mecânica das turbinas ( $\eta_{mec,T}$ )	0,99	-
Eficiência isentrópica turbina a gás ( $\eta_{turb}$ )	0,93	-
Eficiência isentrópica compressor ( $\eta_{Comp}$ )	0,90	-
Potência consumida pelos equipamentos auxiliares ( $\dot{W}_{ele,auxiliares}$ )	2450	[kW]
Pressão saída água economizador baixa pressão ( $P_{LPECO}$ )	1150	[kPa]
Pressão saída vapor evaporador baixa pressão ( $P_{LPEVA}$ )	450,3	[kPa]
Pressão saída água economizador média pressão ( $P_{IPECO}$ )	4360	[kPa]
Pressão saída vapor evaporador média pressão ( $P_{IPEVA}$ )	2860	[kPa]

Tabela 3.1– Continuação Dados de Entrada

Variável	Valor	Unidade
Pressão saída vapor superaquecedor baixa pressão ( $P_{LPSH}$ )	453	[kPa]
Pressão saída vapor superaquecedor média pressão ( $P_{IPSH}$ )	2760	[kPa]
Pressão saída água economizador alta pressão ( $P_{HPECO4}$ )	14800	[kPa]
Pressão saída vapor evaporador alta pressão ( $P_{HPEVA}$ )	11750	[kPa]
Pressão saída vapor reaquecedor média pressão ( $P_{IPRH1}$ )	2590	[kPa]
Pressão saída vapor superaquecedor alta pressão ( $P_{HPSH1}$ )	11300	[kPa]

### 3.2 MODELAGEM DO RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

Como já foi mencionado, no resfriamento evaporativo o ar passa através de um meio rígido com água, onde o ar de entrada com uma baixa umidade evapora a água e diminui sua temperatura. Este meio rígido, formado por um bloco poroso, é instalado após os filtros na entrada de ar da turbina a gás. Há um tubo distribuidor na parte superior que é responsável por alimentar o meio rígido com água, que cai por gravidade. O ar na saída do umidificador possui uma alta umidade e depende diretamente da efetividade do meio. Faz-se necessária também a instalação de um eliminador de gotas, para evitar que gotículas de água cheguem até o compressor e causem danos nas palhetas.

Para as definições de propriedades dos fluidos, foram utilizadas as propriedades internas do *software* EES.

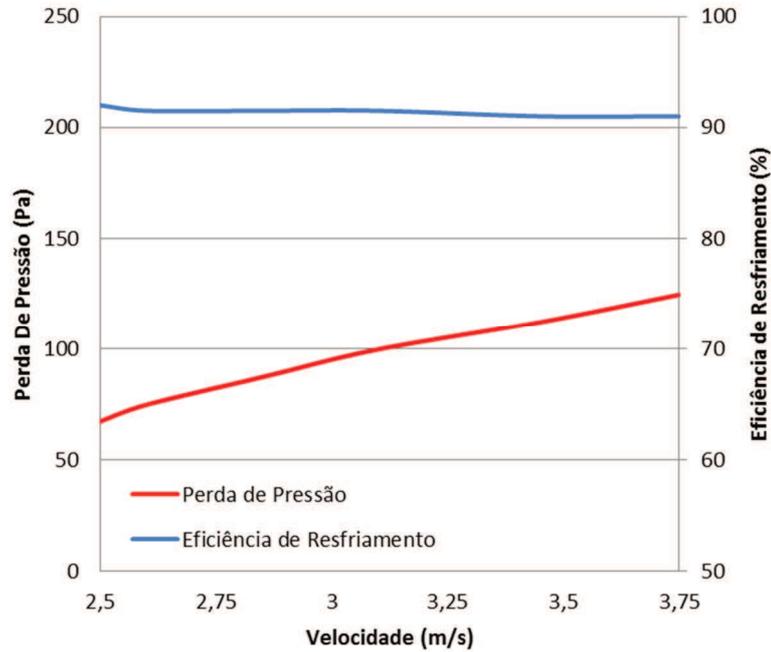
Johnson (1989) afirma que para determinar o efeito do resfriamento evaporativo na performance da turbina é necessário o cálculo da temperatura de bulbo seco que deixa o sistema de resfriamento evaporativo, que pode ser feito através da Equação 3.27.

$$TBS_1 = TBS_0 - \left(\frac{\varepsilon_{ev}}{100}\right)(TBS_0 - TBU_0) \quad (3.27)$$

onde  $\varepsilon_{ev}$  é a efetividade do meio evaporativo,  $TBS_1$  é a temperatura de bulbo seco na saída do meio evaporativo,  $TBS_0$  é a temperatura de bulbo seco do ambiente e  $TBU_0$  é a temperatura de bulbo úmido do ambiente

A Figura 3.11 mostra o comportamento do meio rígido TURBOdek, do fabricante Munters, para uso em sistemas de resfriamento pelo método evaporativo em turbinas a gás.

Figura 3.11 - Curva de performance do meio rígido TURBOdek de 300mm



Fonte: Adaptado de Munters (2015).

O meio evaporativo TURBOdek foi escolhido para a aplicação neste trabalho.

Para determinar a perda de carga ocasionada pelo meio evaporativo, foi gerada a Equação 3.28 através da curva da Figura 3.11.

$$\Delta P_{mrig} = -10,39V_{ar}^2 + 109,55V_{ar} - 140,73 \quad (3.28)$$

onde  $\Delta P_{mrig}$  é a queda de pressão do ar ao passar no meio rígido e  $V_{ar}$  é a velocidade do ar ao passar pelo meio rígido.

A taxa volumétrica de evaporação da água é definida por Johnson (1989) pela Equação 3.29.

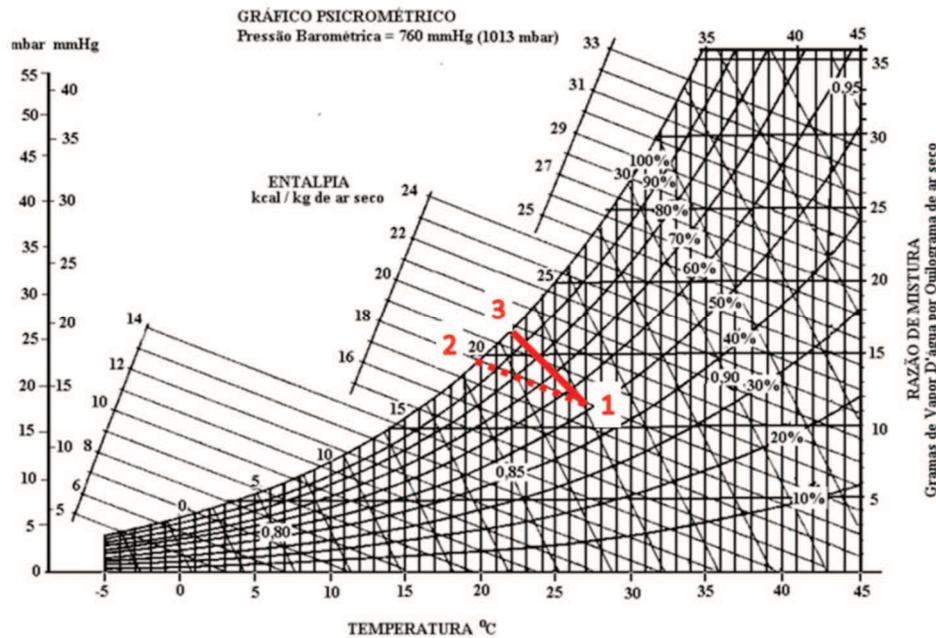
$$\dot{E}_{ag,mrig} = \dot{V}_{ar}(W_2 - W_1) \frac{\rho_{ar}}{\rho_{ag,mrig}} \quad (3.29)$$

onde  $\dot{E}_{ag,mrig}$  é a taxa volumétrica de evaporação de água,  $W_1$  é a umidade absoluta do ar de entrada,  $W_2$  é umidade absoluta do ar que deixa o resfriador evaporativo,  $\dot{V}_{ar}$  é a vazão volumétrica do ar e  $\rho_{ag,mrig}$  é a massa específica da água de alimentação do meio rígido.

Johnson (1989) salienta que quando a água que alimenta o resfriador evaporativo é entregue com a temperatura acima da TBU ou da TBS do ar ambiente, há um processo de resfriamento não adiabático, que pode ser de dois tipos: um com a temperatura da água acima da TBU e abaixo da TBS e outro no qual a temperatura da água está acima da TBS. Nos dois processos, o ar de entrada recebe calor da água para que ela se aproxime da TBU. A Figura 3.12

mostra o processo adiabático através da linha 1-2, o qual ocorre com entalpia constante. Já a linha 1-3 representa o acréscimo de calor ao ar quando a TBU da água está acima da TBU do ar.

Figura 3.12 – Comportamento do resfriamento evaporativo não adiabático na carta psicrométrica do ar



O ganho de calor sensível do ar de entrada para o resfriamento da água do evaporador até próximo da TBU pode ser estimado pela Equação 3.30, que dará a TBS final do ar que sai do resfriador evaporativo.

$$TBS_2 = TBS_1 + \frac{\dot{Q}_{ag,mrig}}{Cp_{ar} \dot{m}_{ar}} \quad (3.30)$$

onde  $TBS_2$  é a temperatura de bulbo seco de entrada do compressor,  $\dot{Q}_{ag,mrig}$  é a taxa de calor fornecida pela água de alimentação do meio rígido definida pela Equação 3.31,  $Cp_{ar}$  é o calor específico do ar e  $\dot{m}_{ar}$  é a vazão mássica de ar.

$$\dot{Q}_{ag,mrig} = \dot{m}_{ag,mrig} Cp_{ag,mrig} (T_{ag,mrig} - TBU_0) \quad (3.31)$$

onde  $\dot{m}_{ag,mrig}$  é a vazão mássica de água de alimentação do meio rígido,  $Cp_{ag,mrig}$  é o calor específico da água de alimentação do meio rígido,  $T_{ag,mrig}$  é a temperatura da água de alimentação do meio rígido

A massa de ar seco que entra pode ser definida pela Equação 3.32.

$$\dot{m}_{as} = \frac{\dot{m}_{ar}}{1+W_0} \quad (3.32)$$

onde  $\dot{m}_{as}$  é a vazão mássica de ar seco.

A quantidade de calor removido pode ser descrita através da Equação 3.33.

$$\dot{Q}_{resf,Evap} = \dot{m}_{ar}(h_{ar1} - h_{ar2}) \quad (3.33)$$

onde  $\dot{Q}_{resf,Evap}$  é a taxa de remoção de calor do resfriador evaporativo,  $h_{ar1}$  é a entalpia do ar que entra no resfriador e  $h_{ar2}$  é a entalpia do ar que sai do resfriador.

Aplicando a Equação 3.34 pode-se verificar o potencial de resfriamento para as duas cidades em relação a temperatura de bulbo úmido para as 8760 horas do ano típico.

$$GHRE = \sum_{H=1}^{8760} (TBS_0 - TBU_0) \quad (3.34)$$

onde GHRE são as graus horas de resfriamento evaporativo.

Chaker et al. (2003) utilizaram este mesmo método, de graus horas de resfriamento evaporativo, para verificar o potencial de resfriamento para 122 cidades dos Estados Unidos.

### 3.3 MODELAGEM DO RESFRIAMENTO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

O resfriamento por compressão de vapor escolhido para este trabalho é do tipo que utiliza um chiller acionado por motor elétrico. As curvas de performance deste tipo de equipamento nem sempre estão disponíveis para consulta. Após algumas consultas de fabricantes e análises de disponibilidade de informações, foi escolhida a Johnson Controls, empresa que fornece produtos da linha de refrigeração em geral e recentemente entrou para o ramo de fornecimento de sistemas de resfriamento para aplicação em turbinas a gás.

O fabricante Johnson Controls possui uma vasta gama de chillers para aplicação no resfriamento do ar de entrada de turbinas a gás, com capacidade de refrigeração que vão de 700 TR a 6000 TR.

Após análise da capacidade de refrigeração necessária, o sistema foi dimensionado para atender 99,5% das horas de cada localidade. Porto Alegre apresenta 99,5% das temperaturas do ano típico abaixo de 34,2 °C, enquanto em Mossoró essa temperatura fica em 33,7 °C.

Para estimar o fator de utilização de cada sistema pode ser utilizado o fator entalpia horas de resfriamento, diferente do método evaporativo. Esta diferença no uso do método para o ciclo por compressão de vapor é que a entalpia tem uma maior influencia, pois neste método, além da remoção de calor sensível, também há a remoção de calor latente. A referência será a condição de ar saturado com TBS de 7 °C, de acordo com GE (2008). Este fator pode ser descrito pela Equação 3.35.

$$EHRCTC = \sum_{H=1}^{8760} (h_0 - h_{Ref}) \quad (3.35)$$

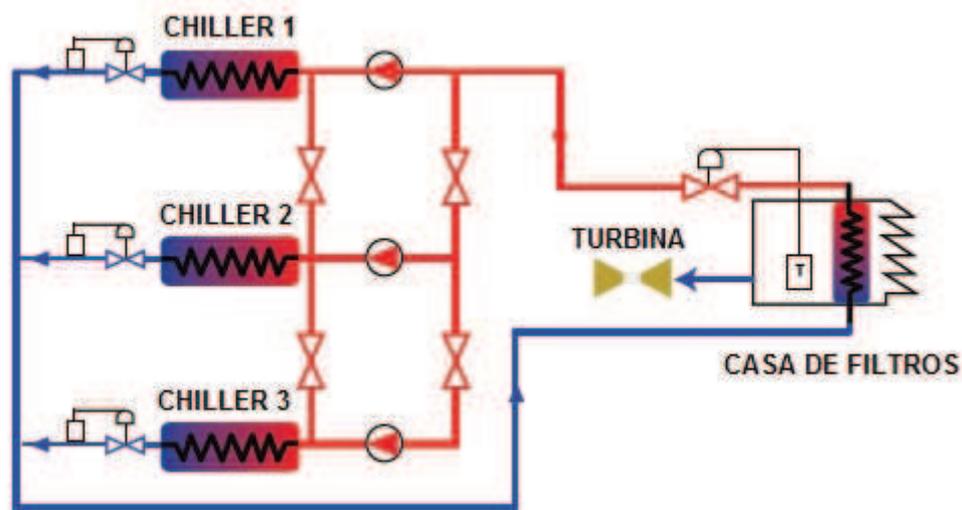
onde  $EHRCTC$  é as entalpias horas de resfriamento do ciclo térmico de compressão vapor,  $h_0$  é a entalpia hora e  $h_{Ref}$  é a entalpia do ar saturado com TBS de 7 °C.

O sistema de resfriamento foi dividido em duas partes, uma contempla o chiller de compressão de vapor e a outra a serpentina da casa de filtros.

### 3.3.1 Chiller de compressão de vapor

Atendendo a demanda citada anteriormente, foi definido um sistema de resfriamento com capacidade de 6000 TR (21101 kW). Analisando as opções disponíveis no mercado e levando em conta o fato de que nem sempre a capacidade requerida era de 6000 TR, foi definido a utilização de 3 máquinas do fabricante YORK, pertencente a Johnson Controls, com capacidade nominal de 2000 TR e modo de operação em cascata, ou seja, cada chiller é acionado conforme a demanda de resfriamento.. A Figura 3.13 mostra disposição dos chillers na planta.

Figura 3.13 – Esquemático dos chillers na planta



Fonte: Adaptado de ARANER (2017).

Para avaliar o melhor chiller a ser aplicado em cada região, foram escolhidos dois modelos. O primeiro, YKR2R4K4-DHG, trabalha com uma diferença de temperatura constante, com saída de água gelada de 4 °C e retorno de 12 °C. Neste modelo a vazão varia de 209,5 L/s até o mínimo de 122,5 L/s para cargas parciais, vazão na qual a diferença de temperaturas deixa de ser constante e passa a variar de acordo com a capacidade requerida. O outro modelo escolhido foi o YKR1R5K4-DHG que também trabalha com uma diferença de temperatura constante, com saída de água gelada a 4 °C e retorno de 9 °C. Para este a vazão reduz de 334,9 L/s, na capacidade máxima, até 124,8 L/s nas capacidades mínimas. A Figura

3.14 e a Figura 3.15 mostram um resumo dos dados fornecidos pelo fabricante para condições variadas de ambiente e capacidade.

Figura 3.14 - Dados do chiller YKR2R4K4-DHG com delta T fixo de 8 °C

Dados em cargas parciais(Definição do usuário - Pontos específicos)										
% Carga	Capacidade (kW)	% Potência	Potência consumida (kW)	Temperatura de Entrada do Fluido no Evaporador (°C)	Temperatura de Saída do Fluido do Evaporador (°C)	Vazão no Evaporador (L/s)	Perda de Carga no Evaporador (kPa H2O)	Tempratura de Entrada do Fluido no Condensador (°C)	Temperatura de Saída do Fluido do Condensador (°C)	COP.R
100	7034	100	1296	12,00	4,00	209,5	39,8	30	35,00	5,425
90	6330	83	1082	12,00	4,00	188,5	32,6	29	33,45	5,853
80	5627	70	906,5	12,00	4,00	167,6	26,1	28	31,93	6,207
70	4924	58	757,9	12,00	4,00	146,6	20,3	27	30,41	6,496
60	4220	49	635,2	12,00	4,00	125,7	15,2	26	28,91	6,643
50	3517	40	520,7	10,84	4,00	122,5	14,5	25	27,42	6,754
40	2813	32	419,3	9,47	4,00	122,5	14,5	24	25,93	6,711
30	2110	24	306,5	8,10	4,00	122,5	14,6	23	24,44	6,885
20	1407	18	232	6,73	4,00	122,5	14,6	22	22,96	6,063
15	1058	15	191,3	6,05	4,00	122,5	14,6	21	21,73	5,53

Fonte: Adaptado de Johnson Controls (2018a).

Figura 3.15 – Dados do Chiller YKR1R5K4-DHG com delta T fixo de 5 °C

Dados em cargas parciais(Definição do usuário - Pontos específicos)										
% Carga	Capacidade (kW)	% Potência	Potência consumida (kW)	Temperatura de Entrada do Fluido no Evaporador (°C)	Temperatura de Saída do Fluido do Evaporador (°C)	Vazão no Evaporador (L/s)	Perda de Carga no Evaporador (kPa H2O)	Tempratura de Entrada do Fluido no Condensador (°C)	Temperatura de Saída do Fluido do Condensador (°C)	COP.R
100	7034	100	1404	9,00	4,00	334,9	93,6	30	37,00	5,009
90	6330	83	1168	9,00	4,00	301,4	76,8	29	35,23	5,422
80	5627	70	977,6	9,00	4,00	267,9	61,5	28	33,49	5,756
70	4924	58	815,3	9,00	4,00	234,4	47,8	27	31,77	6,039
60	4220	48	677,4	9,00	4,00	200,9	35,8	26	30,06	6,23
50	3517	39	552,1	9,00	4,00	167,4	25,4	25	28,37	6,37
40	2813	31	440,3	9,00	4,00	134	16,7	24	26,69	6,389
30	2110	23	316,5	8,02	4,00	124,8	14,6	23	24,99	6,666
20	1407	16	229,4	6,68	4,00	124,8	14,6	22	23,33	6,134
15	1058	14	191,9	6,02	4,00	124,8	14,7	21,5	22,51	5,511

Fonte: Adaptado de Johnson Controls (2018b).

É possível observar na Figura 3.14 e na Figura 3.15 que, mesmo com a variação de carga, até uma determinada capacidade os valores da temperatura de retorno de água são constantes e a partir dela eles começam a variar e o que se mantém fixo é a vazão de água, também pode-se avaliar a variação do COP, que existe mas é pequena. A vazão mínima de água no evaporador e a temperatura de retorno da água são mantidos pelo controle lógico do chiller, que limita a vazão, para manter sua condição operacional dentro dos limites aceitáveis do equipamento.

A fim de inserir o modelo do chiller na simulação são necessários dados de comportamento do sistema em função das condições de operação e ambientais. Para que o

sistema corresponda a resultados o mais próximo do real, foram geradas funções que correlacionam a temperatura da água de resfriamento (CEFT), a capacidade de resfriamento do equipamento (CAP) e o consumo de potência elétrica (PEC). Com estas funções é possível obter dados mais confiáveis do sistema.

Com os dados do fabricante Johnson Controls foram geradas equações através do uso da ferramenta de regressão linear do *software* EES. As equações geradas permitem obter a potência elétrica consumida e a vazão de água necessária para a capacidade requerida.

A análise de regressão linear é uma ferramenta interna do *software* EES que permite a obtenção de uma função polinomial linear, de ordem de 0 até 6, com uma variável dependente e até 9 variáveis independentes.

As Equações 3.36a e 3.36b permitem o cálculo da potência elétrica consumida no chiller, em função da temperatura de entrada da água de resfriamento no condensador, da capacidade requerida e do número de chillers em operação.

$$PEC_{4-12} = (1,827x10^{02} - 4,527x10^{-02}(CAP/N_{chillers}) + 9,197x10^{-06}(CAP/N_{chillers})^2 - 1,073x10^{01}CEFT + 3,736x10^{-01}CEFT^2 + 4,827x10^{-03}(CAP/N_{chillers})CEFT)N_{chillers} \quad (3.36a)$$

$$PEC_{4-9} = (1,832x10^{02} - 4,676x10^{-02}(CAP/N_{chillers}) + 9,677x10^{-06}(CAP/N_{chillers})^2 - 1,064x10^{01}CEFT + 3,694x10^{-01}CEFT^2 + 4,890x10^{-03}(CAP/N_{chillers})CEFT)N_{chillers} \quad (3.36b)$$

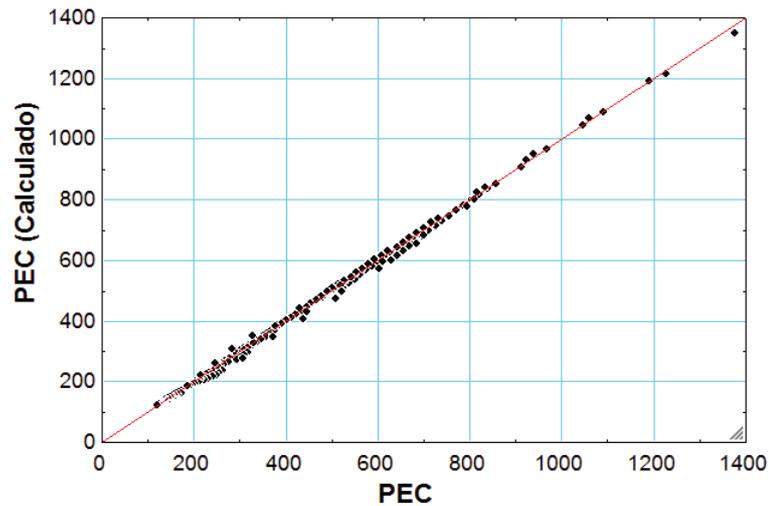
onde PEC é a potência elétrica do chiller, CAP é a capacidade total de resfriamento requerida,  $N_{chillers}$  é a quantidade de chillers necessárias para a demanda e CEFT é a temperatura de entrada da água de resfriamento no condensador do chiller que é definida pela Equação 3.37, de acordo com a capacidade de uma torre de resfriamento (Muangnoi et al., 2008)

$$CEFT = TBU + 4 \quad (3.37)$$

Na Figura 3.16 é possível verificar a proximidade dos valores do modelo com os valores do fabricante. O RMSE (*Root Mean Square Error*) da equação gerada foi de 9,97 kW.

Segundo Wilks (2006), o RMSE representa a raiz do erro quadrático médio, ou seja, nela a diferença entre o valor previsto e o calculado é elevado ao quadrado, então é extraída sua raiz, sendo o resultado expresso na mesma unidade dos valores comparados, facilitando a compreensão da magnitude do erro.

Figura 3.16 – PEC calculado x PEC de referência



Para o cálculo da potência total consumida pelo sistema são considerados o consumo da bomba de água gelada, da bomba de água da torre e dos ventiladores da torre de resfriamento. A potência da bomba foi calculada através da vazão fornecida e da perda de carga da tubulação e chiller.

A vazão de água para cada chiller, de acordo com a vazão indicada, é definida pelas Equações 3.38a e 3.38b. Estas equações foram obtidas através dos dados do fabricante e variam de acordo com a capacidade requerida de resfriamento que será obtida em função da capacidade da serpentina.

$$VA_{CH4-12} = 0,029784CAP + 2 \times 10^{-13} \quad (3.38a)$$

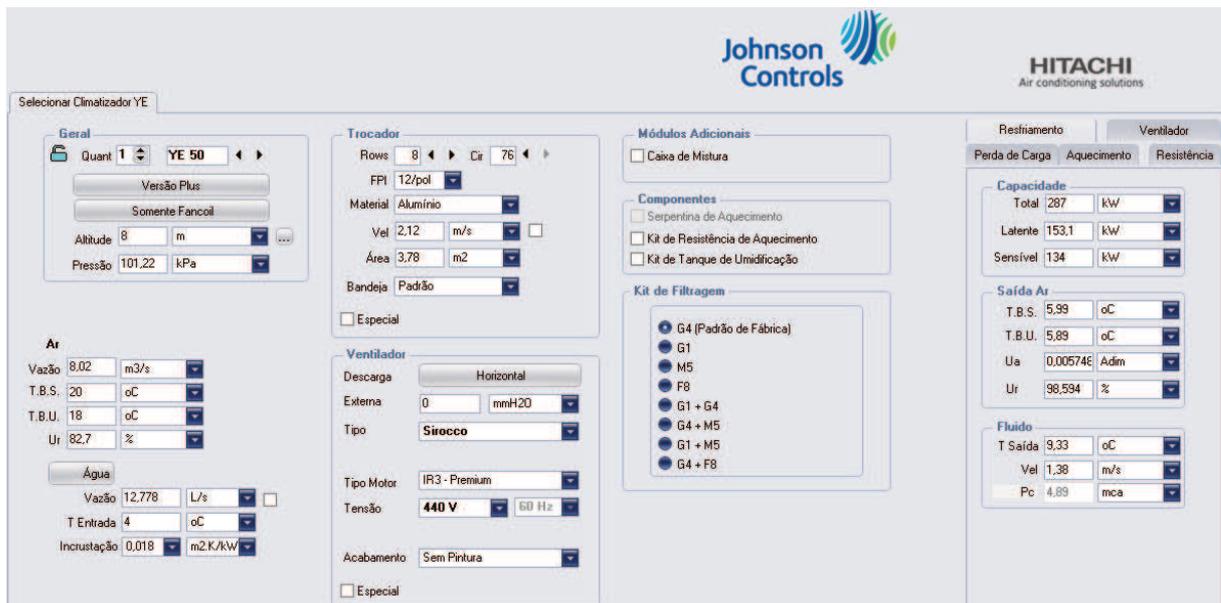
$$VA_{CH4-9} = 0,0471CAP + 18,71 \quad (3.38b)$$

onde  $VA_{CH4-12}$  é a vazão de água de resfriamento do chiller, para o modelo YKR2R4K4-DHG,  $VA_{CH4-9}$  é a vazão de água de resfriamento do chiller, para o modelo YKR1R5K4-DHG, e CAP é a capacidade de resfriamento requerida.

### 3.3.2 Serpentina de resfriamento

Para que a simulação se aproxime de um sistema real, foi escolhida uma serpentina pertencente a um modelo de uma AHU (*Air Handling Unit*) disponível no mercado, da fabricante Johnson & Controls. Analisando a capacidade de resfriamento requerida e a área disponível na casa de filtros da turbina, foi escolhido o modelo YE50TCSSGBPZS. A simulação da capacidade da serpentina foi possibilitada através do uso do *software* E-Clima (Jonhson Controls, 2018c). A Figura 3.17 mostra as variáveis disponíveis no *software*.

Figura 3.17 – *Software* E-clima Johnson Controls para simulação das serpentinas



Fonte: Johnson Conrols (2018c).

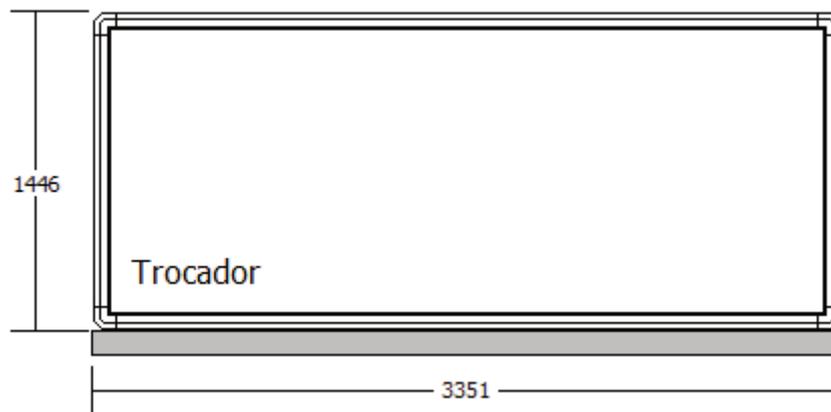
Os dados de entrada são: modelo da AHU, localização da planta, vazão volumétrica de ar na serpentina, TBS, TBU, vazão de água de resfriamento, fator de incrustação e temperatura de água na entrada da serpentina.

Os valores de saída do *software* são: capacidade de resfriamento total, latente e sensível, TBS, TBU, temperatura de saída da água da serpentina, perda de carga no lado água e perda de carga do lado ar na serpentina.

Foi escolhido o modelo com maior capacidade e o número de serpentinas utilizadas foi de 32, 36, 40 e 44 para análise paramétrica do comportamento do sistema. O número de serpentinas foi delimitado nestes valores de acordo com as velocidades mínima e máxima do ar na face admitida pelas serpentinas, que foi definida através da divisão da vazão volumétrica de ar pelo número de serpentinas, sendo a vazão mínima de ar por serpentina de 8,02 m<sup>3</sup>/s e a vazão máxima de 11,02 m<sup>3</sup>/s.

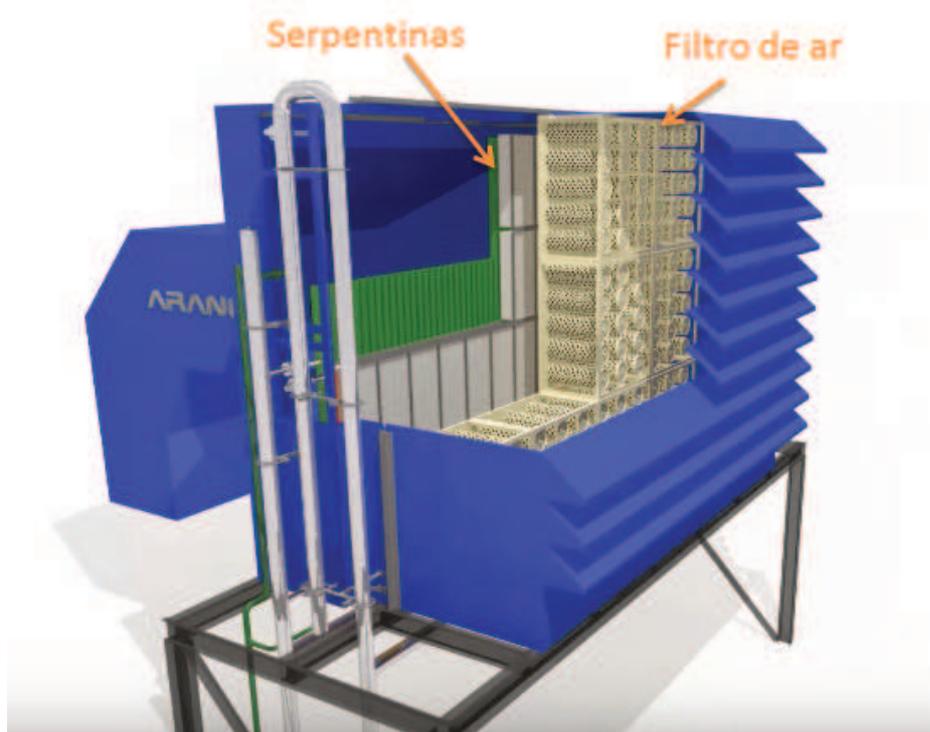
Cada serpentina possui um tamanho conforme a Figura 3.18 e sua disposição na casa de filtros da turbina a gás pode ser observada na Figura 3.19.

Figura 3.18 – Serpentina de resfriamento YE50TCSSGBPZS da York.



Fonte: Johnson Controls (2018c).

Figura 3.19 – Instalação das serpentinas na casa de filtros



Fonte: Adaptado de Araner (2016).

Para inserção da serpentina no modelo da simulação, foi necessário criar uma Equação da capacidade de resfriamento da serpentina ( $CAP_{serp}$ ) em função dos dados de entrada (TBS, TBU, vazão de água na serpentina e número total de serpentinas).

Foram geradas 24 tabelas como a da Figura 3.20, com o uso de 32, 36, 40 e 44 serpentinas e vazão de água gelada de 46, 40, 35, 30, 25 e 20 m<sup>3</sup>/h para cada serpentina. Os

resultados exibidos na Figura 3.20, foram obtidos com a seleção de 44 serpentinas e vazão de água no evaporador de 46 m<sup>3</sup>/h.

Figura 3.20 – Dados coletados no *software* E-clima para a seleção de 44 serpentinas e vazão de água gelada de 46 m<sup>3</sup>/h

TBS	TBU	Vazão de água [L/s]	Número de serpentinas	TBS2 AR	TBU2 AR	UR2	TACH2	Velocidade da água	Perda de carga do ar [kPa]	Capacidade total [kW]	Capacidade latente [kW]	Capacidade sensível [kW]
10	8	12,778	44	4,57	4,5	99,017	5,31	1,38	0,183	70,33	16,01	54,32
10	9,99	12,778	44	4,83	4,78	99,272	6,03	1,38	0,183	109	57,48	51,56
15	10	12,778	44	4,77	4,61	97,706	6,05	1,38	0,165	110,2	9,563	100,7
15	12	12,778	44	5,13	5,03	98,584	6,76	1,38	0,165	148,6	51,86	96,77
15	14,99	12,778	44	5,54	5,47	99,05	8,01	1,38	0,19	215,7	123,5	92,18
20	12	12,778	44	4,88	4,61	95,978	6,86	1,38	0,193	153,7	7,486	146,2
20	15	12,778	44	5,56	5,42	98,104	7,95	1,38	0,159	212,9	73,96	138,9
20	18	12,778	44	5,98	5,88	98,637	9,33	1,38	0,193	286,9	153	134
20	19,99	12,778	44	6,29	6,21	98,935	10,3	1,38	0,192	340,8	210,3	130,4
25	16	12,778	44	5,69	5,51	97,484	8,34	1,38	0,195	233,5	50,49	183
25	19	12,778	44	6,11	5,97	98,026	9,75	1,38	0,187	309,4	131,6	177,8
25	22	12,778	44	6,57	6,46	98,556	11,3	1,38	0,195	394,3	222,1	172,2
25	24,99	12,778	44	7,05	6,98	99,051	13,1	1,38	0,194	489,2	323	166,2
30	18	12,778	44	5,96	5,75	97,146	9,19	1,38	0,196	279,4	55,34	224,1
30	21	12,778	44	6,38	6,21	97,645	10,7	1,38	0,187	360,2	141,8	218,4
30	24	12,778	44	6,84	6,71	98,192	12,4	1,38	0,198	450,8	238,4	212,4
30	27	12,778	44	7,32	7,23	98,775	14,3	1,38	0,197	552,5	346,5	206
35	18	12,778	44	5,47	5,06	94,261	9,33	1,38	0,199	287,1	15,43	271,7
35	21	12,778	44	6,35	6,13	97,039	10,6	1,38	0,168	355,7	93,88	261,8
35	24	12,778	44	6,79	6,61	97,585	12,3	1,38	0,193	445,2	189,6	255,6
35	27	12,778	44	7,26	7,12	98,127	14,1	1,38	0,2	545,8	296,9	249
37	18	12,778	44	5,53	4,9	91,172	9,35	1,38	0,201	288	0	288
37	21	12,778	44	6,33	6,1	96,867	10,6	1,38	0,162	353,9	74,98	278,9
37	24	12,778	44	6,77	6,57	97,379	12,2	1,38	0,191	443	170,4	272,6
37	27	12,778	44	7,23	7,08	97,915	14,1	1,38	0,199	543,2	277,3	265,9

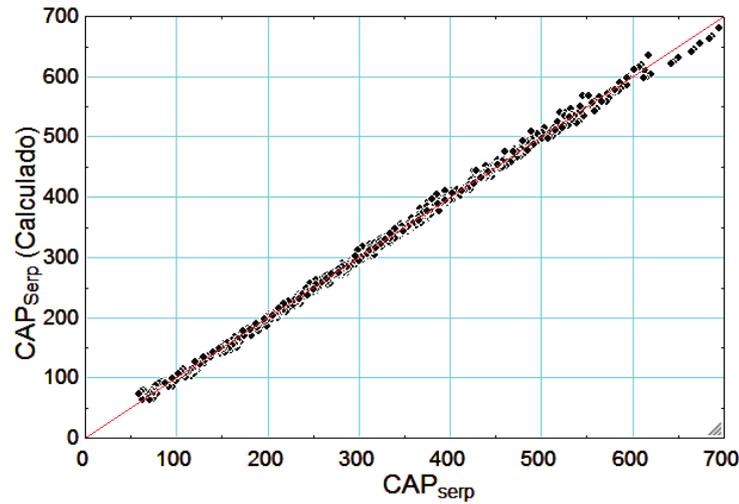
A partir dos dados destas 24 tabelas, foi utilizado o método de regressão linear no *software* EES para obter a Equação 3.39, que resulta na capacidade de troca de calor das serpentinas.

$$\begin{aligned}
 CAP_{Serp} = & ((9,744 \times 10^{01} + 1,095 \times 10 TBS + 1,077 \times 10^{-01} TBS^2 + 3,200 TBU + 9,057 \times 10^{-01} TBU^2 + \\
 & 2,227 \times 10^{01} VA_{serp} - 7,741 \times 10^{-01} VA_{serp}^2 - 1,276 \times 10^{01} N_{serp} + 2,400 \times 10^{-01} N_{serp}^2 - \\
 & 4,913 \times 10^{-01} TBS TBU - 3,725 \times 10^{-01} TBS VA_{serp} - 8,482 \times 10^{-02} TBS N_{serp} + 1,249 TBU VA_{serp} - \\
 & 2,863 \times 10^{-01} TBU N_{serp} - 3,545 \times 10^{-01} VA_{serp} N_{serp}) N_{serp} \quad (3.39)
 \end{aligned}$$

onde  $N_{serp}$  é o número de serpentinas e  $VA_{serp}$  é a vazão de água na serpentina.

Na Figura 3.21 é possível observar o bom ajuste dos dados obtidos pela Equação comparados como os previstos. O RMSE da equação do cálculo de capacidade foi de 7,21 kW, sendo satisfatório.

Figura 3.21 – Capacidade da serpentina calculada em função da capacidade de referência



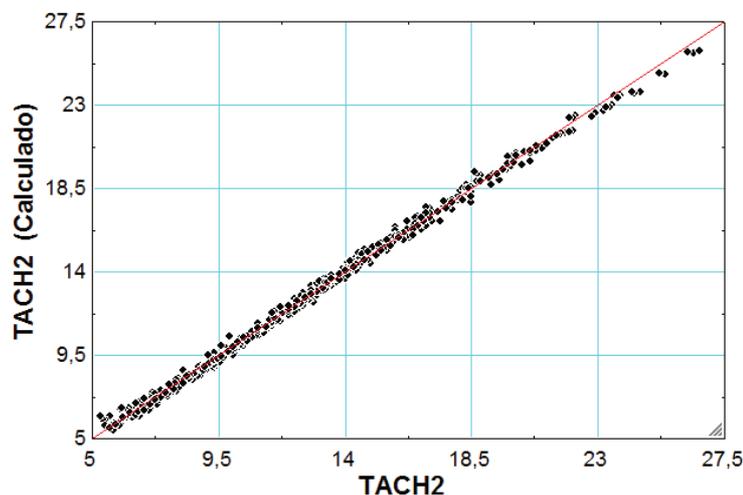
Também foi necessário realizar a regressão linear para os outros dados de saída do E-clima, conforme a Equação 3.40.

$$\begin{aligned}
 TACH2 = & 1,433x10^{01} + 3,402x10^{-01}TBS + 3,223x10^{-03}TBS^2 + 7,573x10^{-01}TBU + \\
 & 2,579x10^{-02}TBU^2 - 1,206VA_{serp} + 7,035x10^{-02}VA_{serp}^2 - 4,563x10^{-01}N_{serp} + \\
 & 5,991x10^{-03}N_{serp}^2 - 1,443x10^{-02}TBSTBU - 1,155x10^{-02}TBSVA_{serp} - \\
 & 2,747x10^{-03}TBSN_{serp} - 4,455x10^{-02}TBUVA_{serp} - 7,039x10^{-03}TBUN_{serp} + \\
 & 6,702x10^{-03}VA_{serp}N_{serp} \quad (3.40)
 \end{aligned}$$

onde TACH2 é a temperatura da água gelada na saída da serpentina.

A proximidade dos valores encontrados pela Equação da regressão linear e os valores da tabela podem ser vistos na Figura 3.22. O valor do RMSE para a equação da temperatura de retorno de água foi de 0,26 °C, sendo aceito.

Figura 3.22 – Temperatura da água gelada na saída serpentina calculada em função da referência



Outro fator resultante do *software* é a umidade relativa que ficou definida pela Equação 3.41.

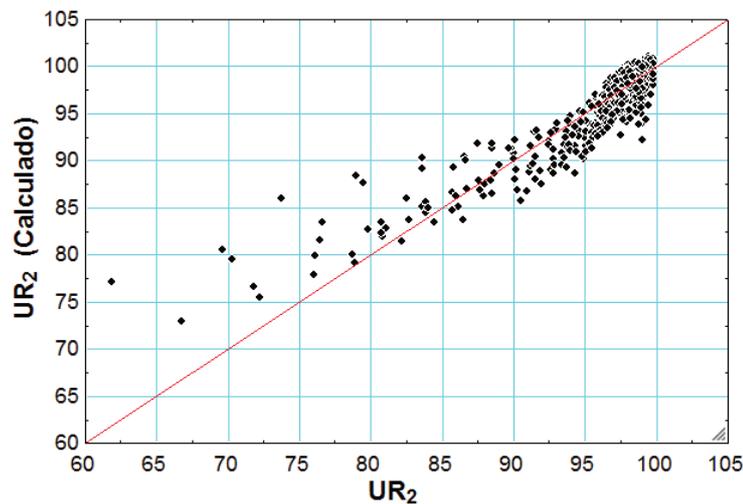
$$UR_2 = 4,158x10^{01} + 01 - 4,173TBS - 3,911x10^{-02}TBS^2 + 6,267TBU - 1,556x10^{-01}TBU^2 + 2,791VA_{serp} - 6,680x10^{-02}VA_{serp}^2 + 1,673N_{serp} - 1,493x10^{-02}N_{serp}^2 + 1,691x10^{-01}TBSTBU + 9,047x10^{-02}TBSVA_{serp} + 4,173x10^{-02}TBSN_{serp} - 1,489x10^{-01}TBUVA_{serp} - 6,317x10^{-02}TBU N_{serp} - 2,273x10^{-02}VA_{serp}N_{serp} \quad (3.41)$$

onde  $UR_2$  é a umidade relativa do ar na saída da serpentina.

A ina é majoritariamente sensível. Então, o resultado final depende do grau de umidade absoluto do ar na entrada da serpentina, ficando menos preciso quando a diferença de TBU e TBS é muito elevada.

Figura 3.23 mostra o comportamento da Equação gerada comparada com os valores previstos. O RMSE da umidade relativa do ar encontrado foi de 2,08%. A maior dispersão dos resultados nas condições em que a umidade relativa fica mais baixa ocorre porque nesta região a capacidade de troca da serpentina é majoritariamente sensível. Então, o resultado final depende do grau de umidade absoluto do ar na entrada da serpentina, ficando menos preciso quando a diferença de TBU e TBS é muito elevada.

Figura 3.23 – Umidade relativa do ar na saída da serpentina calculada em função da referência



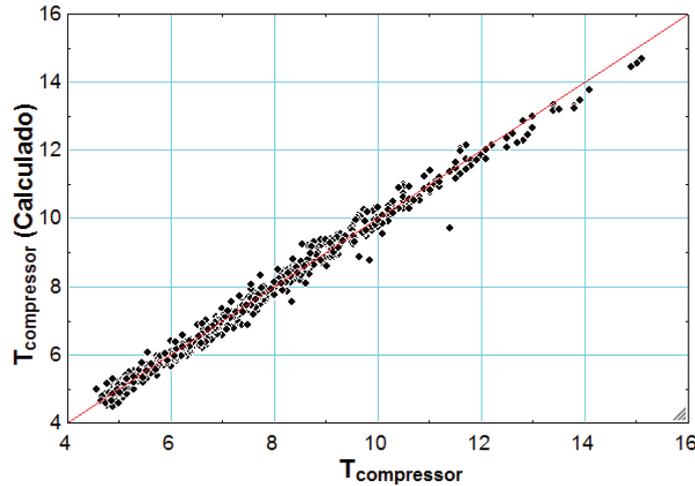
Por último é calculada a temperatura do ar de entrada no compressor, através da Equação 3.42.

$$T_{compressor} = 1,653x10^{01} - 5,215x10^{-02}TBS - 1,809x10^{-03}TBS^2 + 9,531x10^{-01}TBU - 2,586x10^{-03}TBU^2 - 9,200x10^{-01}VA_{serp} + 4,297x10^{-02}VA_{serp}^2 - 5,905x10^{-01}N_{serp} + 7,377x10^{-03}N_{serp}^2 + 5,160x10^{-03}TBSTBU + 5,576x10^{-03}TBSVA_{serp} -$$

$$8,504x10^{-04}TBSN_{serp} - 3,676x10^{-02}TBUVA_{serp} - 8,639x10^{-03}TBUN_{serp} + 7,504x10^{-03}VA_{serp}N_{serp} \quad (3.42)$$

Aplicando esta Equação nos valores da tabela, tem-se o resultado da Figura 3.24. O RMSE da equação para o ar de entrada do compressor foi de 0,23 °C, sendo aceito.

Figura 3.24 – Temperatura calculada do ar na saída da serpentina em função da referência

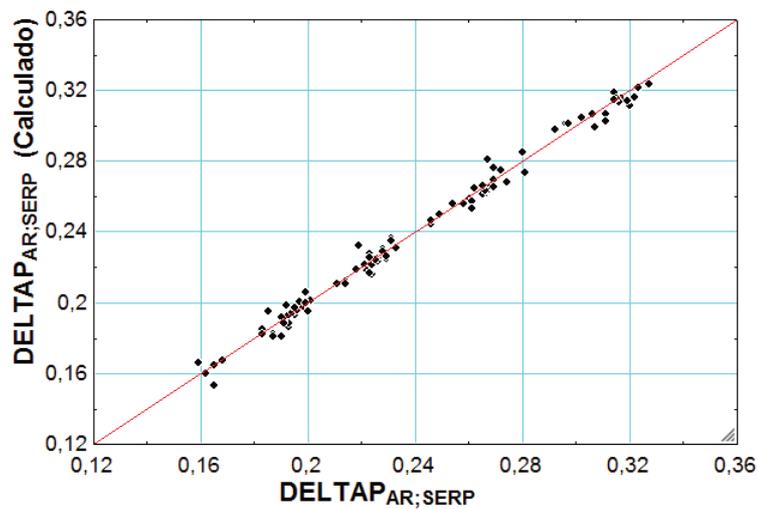


Como já citado, outro fator importante que deve ser levado em consideração é a perda de pressão ocasionada pelo acréscimo das serpentinas na casa de filtros. Ela pode ser calculada pela Equação 3.43, uma regressão não linear de 4ª ordem.

$$\begin{aligned} \Delta P_{Ar;serp} = & -3,468x10^{-01} + 1,695x10^{-01}TBS - 7,788x10^{-03}TBS^2 + 2,581x10^{-04}TBS^3 - 5,890x10^{-07}TBS^4 - \\ & 2,052TBU + 1,305x10^{-01}TBU^2 - 2,903x10^{-03}TBU^3 + 3,685x10^{-06}TBU^4 + 4,144N_{serp} - 1,790x10^{-01}N_{serp}^2 + \\ & 3,371x10^{-03}N_{serp}^3 - 2,343x10^{-05}N_{serp}^4 - 3,108x10^{-02}TBSTBU + 1,958x10^{-04}TBSTBU^2 + \\ & 4,606x10^{-05}TBSTBU^3 + 5,395x10^{-05}TBSN_{serp} + 2,164x10^{-05}TBSN_{serp}^2 - 2,626x10^{-07}TBSN_{serp}^3 + \\ & 2,130x10^{-03}TBS^2TBU - 7,937x10^{-05}TBS^2TBU^2 - 7,563x10^{-08}TBS^2TBU^3 - 2,334x10^{-04}TBS^2N_{serp} + \\ & 4,816x10^{-06}TBS^2N_{serp}^2 - 3,640x10^{-08}TBS^2N_{serp}^3 - 5,261x10^{-05}TBS^3TBU + 2,355x10^{-06}TBS^3TBU^2 - \\ & 2,397x10^{-08}TBS^3TBU^3 + 6,289x10^{-06}TBS^3N_{serp} - 1,439x10^{-07}TBS^3N_{serp}^2 + 1,153x10^{-09}TBS^3N_{serp}^3 + \\ & 1,448x10^{-01}TBUN_{serp} - 3,692x10^{-03}TBUN_{serp}^2 + 3,105x10^{-05}TBUN_{serp}^3 - 7,542x10^{-03}TBU^2N_{serp} + \\ & 1,923x10^{-04}TBU^2N_{serp}^2 - 1,618x10^{-06}TBU^2N_{serp}^3 + 1,251x10^{-04}TBU^3N_{serp} - 3,191x10^{-06}TBU^3N_{serp}^2 + \\ & 2,686x10^{-08}TBU^3N_{serp}^3 \quad (3.43) \end{aligned}$$

O resultado da queda de pressão calculada em função da referência pode ser observado na Figura 3.25. O RMSE encontrado para a queda de pressão foi de  $4,52x10^{-03}$  kPa, sendo aceito.

Figura 3.25 – Queda de pressão calculada do ar ao passar pela serpentina em função da referência



### 3.4 MODELAGEM DA ANÁLISE EXERGÉTICA

A análise exergética passa pela separação dos principais componentes da planta, com os fluxos exergéticos associados aos seus insumos e seus produtos. Para isso foram definidas as principais correntes, conforme a Figura 3.10.

Os cálculos de exergia de cada fluxo estão baseados nas equações do Capítulo 2.4.

A Tabela 3.4 mostra o fluxo exergético dos principais componentes da planta em estudo.

A partir do uso da Tabela 3.4, pode-se calcular a eficiência exergética destes componentes. É importante a verificação da eficiência exergética dos componentes separadamente para identificar quais são os responsáveis pelas maiores perdas.

Tabela 3.4 – Insumos e produtos exergeticos para os principais componentes da planta

	Insumo	Produto
Resfriador	$\dot{X}_{G1} + \dot{W}_{RESF}$	$\dot{X}_{G2}$
compressor	$\dot{W}_C + \dot{X}_{G2}$	$\dot{X}_{G3}$
Câmara de combustão	$\dot{X}_{Comb} + \dot{X}_{G3}$	$\dot{X}_{G4}$
Turbina	$\dot{X}_{G4}$	$\dot{X}_{G5} + \dot{W}_T + \dot{W}_C$
Gerador	$\dot{W}_T$	$\dot{W}_{TG,ELE}$
Bomba de água de alimentação	$\dot{X}_{V10} + \dot{W}_{B,ALIM}$	$\dot{X}_{V12} + \dot{X}_{V15}$
Bomba de condensado	$\dot{X}_{V7} + \dot{W}_{B,COND}$	$\dot{X}_{V8}$
Turbina a vapor HP	$\dot{X}_{V1}$	$\dot{X}_{V2} + \dot{W}_{TV,HP}$
Turbina a vapor IP-LP	$\dot{X}_{V4} + \dot{X}_{V5}$	$\dot{X}_{V6} + \dot{W}_{TV,IP-LP}$
Gerador TGV	$\dot{W}_{TV,HP} + \dot{W}_{TV,IP-LP}$	$\dot{W}_{TV,ELE}$
Condensador	$\dot{X}_{V6}$	$\dot{X}_{V7} + \dot{X}_{Q,Cond}$
HPSH3	$\dot{X}_{G6} - \dot{X}_{G7}$	$\dot{X}_{V1} - \dot{X}_{V19}$
HPSH2	$\dot{X}_{G8} - \dot{X}_{G9}$	$\dot{X}_{V19} - \dot{X}_{V18}$
HPSH1	$\dot{X}_{G10} - \dot{X}_{G11}$	$\dot{X}_{V18} - \dot{X}_{V17}$
IPRH2	$\dot{X}_{G7} - \dot{X}_{G8}$	$\dot{X}_{V4} - \dot{X}_{V3a}$
IPRH1	$\dot{X}_{G9} - \dot{X}_{G10}$	$\dot{X}_{V3a} - \dot{X}_{V3}$
HPEVA	$\dot{X}_{G11} - \dot{X}_{G12}$	$\dot{X}_{V17} - \dot{X}_{V16}$
IPSH	$\dot{X}_{G13} - \dot{X}_{G14}$	$\dot{X}_{V13} - \dot{X}_{V14}$
HPECO4	$\dot{X}_{G12} - \dot{X}_{G13}$	$\dot{X}_{V16} - \dot{X}_{V15c}$
HPECO3	$\dot{X}_{G15} - \dot{X}_{G16}$	$\dot{X}_{V15c} - \dot{X}_{V15b}$
HPECO2	$\dot{X}_{G17} - \dot{X}_{G18}$	$\dot{X}_{V15b} - \dot{X}_{V15a}$
HPECO1	$\dot{X}_{G18} - \dot{X}_{G19}$	$\dot{X}_{V15a} - \dot{X}_{V15}$
IPEVA	$\dot{X}_{G16} - \dot{X}_{G17}$	$\dot{X}_{V13} - \dot{X}_{V12a}$
LPSH	$\dot{X}_{G14} - \dot{X}_{G15}$	$\dot{X}_{V5} - \dot{X}_{V11}$
IPECO	$\dot{X}_{G19} - \dot{X}_{G20}$	$\dot{X}_{V12a} - \dot{X}_{V12}$
LPEVA	$\dot{X}_{G20} - \dot{X}_{G21}$	$\dot{X}_{V11} - \dot{X}_{V9}$
LPECO	$\dot{X}_{G21} - \dot{X}_{G22}$	$\dot{X}_{V8} - \dot{X}_{V9}$

### 3.5 MODELAGEM DA ANÁLISE TERMOECONÔMICA

Para a definição dos custos monetários dos componentes as equações necessárias são relacionadas com as correntes citadas anteriormente na análise exergetica, com os índices também baseados na Figura 3.10.

Bejan et al. (1996) afirmam que, quando o fluido do processo não se modifica, é possível deduzir que o custo unitário  $c_i$  é igual ao fluxo anterior. Com isso é possível elaborar as relações

auxiliares, já que, é necessário sempre ter n-1 relações auxiliares, onde n é o número de corrente de exergia de saída.

Figura 3.26 – Taxas de custo associadas aos insumos e produtos de cada componente

Componente	Insumo	Produto	Relação auxiliar insumos	Relação auxiliar produtos
Resfriador	$\dot{C}_{G1} + \dot{C}_{W,RESF}$	$\dot{C}_{G2}$	-	-
Compressor	$\dot{C}_{W,C} + \dot{C}_{G2}$	$\dot{C}_{G3}$	-	-
Câmara de combustão	$\dot{C}_{Comb} + \dot{C}_{G3}$	$\dot{C}_{G4}$	-	-
Turbina	$\dot{C}_{G4}$	$\dot{C}_{G5} + \dot{C}_{W,T} + \dot{C}_{W,C}$	$c_{G4} = c_{G5}$	$\frac{\dot{C}_{W,T}}{\dot{W}_T} = \frac{\dot{C}_{W,C}}{\dot{W}_C}$
Gerador	$\dot{C}_{W,T}$	$\dot{C}_{W,TG,ELE}$	-	-
Bomba de água de alimentação	$\dot{C}_{V10} + \dot{C}_{W,B,ALIM}$	$\dot{C}_{V12} + \dot{C}_{V15}$	-	$\frac{\dot{C}_{V12}}{\dot{X}_{V12}} = \frac{\dot{C}_{V15}}{\dot{X}_{V15}}$
Bomba de condensado	$\dot{C}_{V7} + \dot{C}_{W,B,COND}$	$\dot{C}_{V8}$	$\frac{\dot{C}_{V7}}{\dot{X}_{V7}} = \frac{\dot{C}_{V8}}{\dot{X}_{V8}}$	-
Turbina a vapor HP	$\dot{C}_{V1}$	$\dot{C}_{V2} + \dot{C}_{W,TV,HP}$	$\frac{\dot{C}_{V1}}{\dot{X}_{V1}} = \frac{\dot{C}_{V2}}{\dot{X}_{V2}}$	-
Turbina a vapor IP-LP	$\dot{C}_{V4} + \dot{C}_{V5}$	$\dot{C}_{V6} + \dot{C}_{W,TV,IP-LP}$	$\frac{\dot{C}_{V4}}{\dot{X}_{V4}} = \frac{\dot{C}_{V5}}{\dot{X}_{V5}}$	-
Gerador TGV	$\dot{C}_{W,TV,HP} + \dot{C}_{W,TV,IP-LP}$	$\dot{C}_{W,TV,ELE}$	$\frac{\dot{C}_{W,TV,HP}}{\dot{W}_{TV,HP}} = \frac{\dot{C}_{W,TV,IP-LP}}{\dot{W}_{TV,IP-LP}}$	-
Trocador HPSH3	$\dot{C}_{G6} - \dot{C}_{G7}$	$\dot{C}_{V1} - \dot{C}_{V19}$	$c_{G6} = c_{G7}$	$\frac{\dot{C}_{V1}}{\dot{X}_{V1}} = \frac{\dot{C}_{V19}}{\dot{X}_{V19}}$
Trocador HPSH2	$\dot{C}_{G8} - \dot{C}_{G9}$	$\dot{C}_{V19} - \dot{C}_{V18}$	$c_{G8} = c_{G9}$	$\frac{\dot{C}_{V19}}{\dot{X}_{V19}} = \frac{\dot{C}_{V18}}{\dot{X}_{V18}}$
Trocador HPSH1	$\dot{C}_{G10} - \dot{C}_{G11}$	$\dot{C}_{V18} - \dot{C}_{V17}$	$c_{G10} = c_{G11}$	$\frac{\dot{C}_{V18}}{\dot{X}_{V18}} = \frac{\dot{C}_{V17}}{\dot{X}_{V17}}$
Trocador IPRH2	$\dot{C}_{G7} - \dot{C}_{G8}$	$\dot{C}_{V4} - \dot{C}_{V3a}$	$c_{G7} = c_{G8}$	$\frac{\dot{C}_{V4}}{\dot{X}_{V4}} = \frac{\dot{C}_{V3a}}{\dot{X}_{V3a}}$
Trocador IPRH1	$\dot{C}_{G9} - \dot{C}_{G10}$	$\dot{C}_{V3a} - \dot{C}_{V3}$	$c_{G9} = c_{G10}$	$\frac{\dot{C}_{V3a}}{\dot{X}_{V3a}} = \frac{\dot{C}_{V3}}{\dot{X}_{V3}}$
Trocador HPEVA	$\dot{C}_{G11} - \dot{C}_{G12}$	$\dot{C}_{V17} - \dot{C}_{V16}$	$c_{G11} = c_{G12}$	-
Trocador IPSH	$\dot{C}_{G13} - \dot{C}_{G14}$	$\dot{C}_{V13} - \dot{C}_{V14}$	$c_{G13} = c_{G14}$	$\frac{\dot{C}_{V13}}{\dot{X}_{V13}} = \frac{\dot{C}_{V14}}{\dot{X}_{V14}}$
Trocador HPECO4	$\dot{C}_{G12} - \dot{C}_{G13}$	$\dot{C}_{V16} - \dot{C}_{V15c}$	$c_{G12} = c_{G13}$	$\frac{\dot{C}_{V16}}{\dot{X}_{V16}} = \frac{\dot{C}_{V15c}}{\dot{X}_{V15c}}$
Trocador HPECO3	$\dot{C}_{G15} - \dot{C}_{G16}$	$\dot{C}_{V15c} - \dot{C}_{V15b}$	$c_{G15} = c_{G16}$	$\frac{\dot{C}_{V15c}}{\dot{X}_{V15c}} = \frac{\dot{C}_{V15b}}{\dot{X}_{V15b}}$
Trocador HPECO2	$\dot{C}_{G17} - \dot{C}_{G18}$	$\dot{C}_{V15b} - \dot{C}_{V15a}$	$c_{G17} = c_{G18}$	$\frac{\dot{C}_{V15b}}{\dot{X}_{V15b}} = \frac{\dot{C}_{V15a}}{\dot{X}_{V15a}}$
Trocador HPECO1	$\dot{C}_{G18} - \dot{C}_{G19}$	$\dot{C}_{V15a} - \dot{C}_{V15}$	$c_{G18} = c_{G19}$	$\frac{\dot{C}_{V15a}}{\dot{X}_{V15a}} = \frac{\dot{C}_{V15}}{\dot{X}_{V15}}$
Trocador IPEVA	$\dot{C}_{G16} - \dot{C}_{G17}$	$\dot{C}_{V13} - \dot{C}_{V11a}$	$c_{G16} = c_{G17}$	-
Trocador LPSH	$\dot{C}_{G14} - \dot{C}_{G15}$	$\dot{C}_{V5} - \dot{C}_{V11}$	$c_{G14} = c_{G15}$	$\frac{\dot{C}_{V5}}{\dot{X}_{V5}} = \frac{\dot{C}_{V11}}{\dot{X}_{V11}}$
Trocador IPECO	$\dot{C}_{G19} - \dot{C}_{G20}$	$\dot{C}_{V12a} - \dot{C}_{V12}$	$c_{G19} = c_{G20}$	$\frac{\dot{C}_{V12a}}{\dot{X}_{V12a}} = \frac{\dot{C}_{V12}}{\dot{X}_{V12}}$
Trocador LPEVA	$\dot{C}_{G20} - \dot{C}_{G21}$	$\dot{C}_{V11} - \dot{C}_{V9}$	$c_{G20} = c_{G21}$	-
Trocador LPECO	$\dot{C}_{G21} - \dot{C}_{G22}$	$\dot{C}_{V8} - \dot{C}_{V9}$	$c_{G21} = c_{G22}$	$\frac{\dot{C}_{V8}}{\dot{X}_{V8}} = \frac{\dot{C}_{V9}}{\dot{X}_{V9}}$

Os custos serão calculados individualmente conforme as equações da seção 2.5.

### 3.5.1 Custo do combustível

O cálculo do preço do Gás Natural no mercado geralmente é tratado com US\$/MMBTu (dólares por milhão de Btu).

Como neste trabalho o combustível utilizado é o OCTE, cujo PCI é 38655 kJ/kg, o preço tomado como base nos fluxos de custo será o do óleo Diesel, por serem produtos muito similares. O diesel fornecido pelas refinarias no Brasil apresentou um valor médio de R\$ 2,07 nos meses de abril a setembro de 2018 (Petrobras, 2018b). Utilizando a cotação média do dólar no mesmo período pelo Banco Central (2018), tem-se que US\$1,00=R\$3,74. Portanto o preço do combustível pode ser definido como US\$ 0,55/L. Fazendo a conversão dos valores tem-se que o valor do combustível é US\$15,10/MMBTu, convertendo para GJ é obtido o valor de US\$14,35/GJ de combustível.

### 3.5.2 Custo dos componentes

O custo dos componentes é de extrema importância para a análise termoeconômica da planta em estudo, uma vez que a aquisição deles deve ser considerada nos custos de investimento ( $\dot{Z}_{tot}^{CI}$ ).

Para uma correta estimativa dos valores sugere-se a consulta ao fabricante. Não sendo possível obter os dados diretamente do fornecedor, Bejan et al. (1996) sugerem que o custo de compra dos equipamentos (CCE) pode ser aproximado de acordo com o tamanho ou a capacidade de um equipamento similar com o preço conhecido, através da Equação 3.44.

$$C_{CE,Y} = C_{CE,W} \left( \frac{X_Y}{X_W} \right)^\alpha \quad (3.44)$$

onde  $C_{CE,Y}$  é o custo de aquisição do equipamento Y,  $C_{CE,W}$  é o custo de aquisição do equipamento W,  $X_Y$  é o tamanho ou capacidade do equipamento Y,  $X_W$  é o tamanho ou capacidade do equipamento W e  $\alpha$  é o coeficiente de escalonamento de tamanho do equipamento. Ele é utilizado pelo fato de que o aumento ou diminuição no preço do equipamento não é diretamente proporcional ao seu aumento ou diminuição de tamanho.

### 3.5.2.1 Turbina a gás

Gomes (2001) e Modesto (2004) realizaram a divisão dos componentes de uma turbina a gás para obter seus preços individuais e a mesma metodologia foi utilizada neste trabalho. O preço da turbina a gás foi definido através de ESMAP (2009) pelo uso da Equação 3.50, onde o valor de uma turbina de 150 MW é de US\$ 34.030.000. Utilizando um  $\alpha$  de 0,89, segundo Bejan et al. (1996), e o valor de 166 MW da turbina em estudo, tem-se o valor total da turbina a gás de US\$ 37.242.337.

Tabela 3.5 – Custo dos componentes da turbina a gás

<b>Equipamentos</b>	<b>%</b>	<b>Custo (US\$)</b>
Compressor	25	9.310.584
Câmara de Combustão	5	1.862.117
Turbina	25	9.310.584
Gerador	45	16.759.052
Total	100	37.242.337

### 3.5.2.2 Caldeira de Recuperação

De acordo com valores encontrados no sistema de uma companhia de grande porte do setor energético, o valor de uma caldeira deste tamanho é de US\$ 27.925.040. A divisão da caldeira deve ser relacionada com seus componentes internos. Para esta avaliação tem-se a relação da Tabela 3.6.

Tabela 3.6 – Custo dos componentes da caldeira de recuperação

<b>Componente</b>	<b>Troca de calor (kW)</b>	<b>% do custo</b>	<b>Valor (US\$)</b>
Trocador HPSH3	9874	4,47	1.248.907
Trocador HPSH2	14927	6,76	1.887.936
Trocador HPSH1	15744	7,13	1.991.348
Trocador IPRH2	13794	6,25	1.744.677
Trocador IPRH1	15411	6,98	1.949.143
Trocador HPEVA	55565	25,17	7.027.930
Trocador IPSH	1880	0,85	237.828
Trocador HPECO4	18597	8,42	2.352.177
Trocador HPECO3	16049	7,27	2.029.890
Trocador HPECO2	7864	3,56	994.581
Trocador HPECO1	8657	3,92	1.094.951
Trocador IPEVA	17450	7,90	2.207.089
Trocador LPSH	1490	0,67	188.445
Trocador IPECO	1162	0,53	147.024

Tabela 3.6 - Continuação custo dos componentes da caldeira de recuperação

<b>Componente</b>	<b>Troca de calor (kW)</b>	<b>% do custo</b>	<b>Valor (US\$)</b>
Trocador LPEVA	10451	4,73	1.321.894
Trocador LPECO	11869	5,38	1.501.190

### 3.5.2.3 Turbina a Vapor

Segundo valores encontrados no sistema de uma companhia do setor energético de grande porte, o preço de um equipamento deste tipo é de US\$ 23.270.202. Na Tabela 3.7, o custo é dividido entre as seções da turbina a vapor e gerador.

Tabela 3.7 – Custo dos componentes da turbina a vapor

<b>Componente</b>	<b>% do custo</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>Valor(US\$)</b>
Turbina Alta Pressão	22,2	23323	5.172.092
Turbina Baixa e Média Pressão	57,9	60782	13.478.974
Gerador	19,9	-	4.619.135

### 3.5.2.4 Condensador

O custo do condensador pode ser aproximado ao valor utilizado por Gomes (2001) onde utiliza o valor de US\$ 3000 para cada 10 kW de taxa de transferência de calor. Segundo Siemens (2010), o condensador utilizado neste estudo possui a capacidade de projeto de 161396 kW de taxa de transferência de calor. Utilizando o fator  $\alpha$  de 0,6, o valor do condensador fica sendo US\$1.004.284.

### 3.5.2.5 Bombas

A bomba de alimentação possui um valor estimado de US\$ 700.000,00 e possui uma potência de acionamento de 770 kW. Utilizando o método de cálculo descrito por Bejan et al. (1996) e aplicando um valor de  $\alpha$  de 0,76, para a bomba de condensado com potência de 250 kW o valor fica US\$ 297.714,90. Como a bomba de alimentação da caldeira possui uma extração de média pressão deve-se dividir o valor entre a seção de média pressão e de alta pressão. Estes resultados são apresentados na Tabela 3.8.

Tabela 3.8- Custo da bomba de alimentação

<b>Componente</b>	<b>% do custo</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>Valor(US\$)</b>
Bomba Alta Pressão	95,0	715,5	666.392
Bomba Média Pressão	5,0	36,1	33.608

#### 3.5.2.6 Sistema de Resfriamento Evaporativo

O valor de investimento do sistema de resfriamento evaporativo em plantas de ciclo combinado com turbina da GE de classe F (GE7FA), como é o caso em estudo, é definido por GTW Handbook (2010) com o valor de US\$ 16,00/kW de resfriamento. Para o sistema utilizado neste estudo valor total fica em cerca de US\$ 96.000,00.

#### 3.5.2.7 Sistema de Resfriamento Compressão Mecânica

De acordo com dados fornecidos por Antonioli e Carasai (2018) o preço de um chiller de 2000 TR fica na faixa de US\$ 1.186.000. O projeto em estudo prevê o uso de 3 máquinas desta capacidade para atender 99,5% da demanda das cidades, portanto o valor total é de US\$ 3.558.000.

#### 3.5.2.8 Serpentinhas de Resfriamento

Segundo Antonioli e Carasai (2018), o preço de uma unidade de tratamento de ar modelo YE 50 da York, com ventilador e demais acessórios fica na faixa de R\$ 43.200,00, e que a serpentina deste conjunto corresponde a 30% do valor, logo o preço de cada serpentina utilizada é de R\$ 12.960,00 que, convertidos para dólar, na mesma cotação utilizada para o combustível, fica US\$ 3.465,00.

### 3.5.3 Custo Total do Investimento

Bejan et. al (1996) salientam que os custos totais de investimentos (CTI) devem ser considerados nesta análise, pois, além do custo de aquisição dos equipamentos, há um capital necessário para instalação dos equipamentos em campo, tubulação, componentes elétricos, instrumentação, controles, etc. Estes custos podem ser relacionados diretamente com o custo total da planta ou com o custo de aquisição dos equipamentos. Neste trabalho a relação será feita através dos custos de aquisição do equipamento.

Tabela 3.9 - Composição do Custo Total de Investimento

<b>Custos Diretos</b>	<b>% CCE</b>
Aquisição Equipamentos	100
Instalação	14
Tubulações	20
Instrumentação e controle	15
Instalações elétricas	12
Civil e arquitetura	20
Infra-estrutura	30
<b>Custos Indiretos</b>	<b>% CCE</b>
Engenharia	25
Custos do Construtor	30
Contigência	10
<b>Custo Total</b>	<b>276</b>

As despesas geradas pelo investimento entram no cálculo dos custos do produto através do seu nivelamento anual, segundo Bejan et al (1996) isto é necessário para que todos os valores tenham o mesmo patamar de análise. Para este trabalho a taxa de juros ficará definida como 12% a.a. e o tempo de vida útil da instalação será de 25 anos. O nivelamento anual dos custos é feito através da Equação 3.45.

$$CAE = CTI \left( \frac{j(1+j)^n}{(1+j)^n - 1} \right) \quad (3.45)$$

onde CAE é o custo anual equivalente, CTI é o custo total de investimento  $j$  é a taxa de desconto e  $n$  é a vida útil da instalação.

Utilizando os valores de aquisição já definidos anteriormente junto com o custo anual equivalente pode-se calcular a taxa de custo total de investimento para cada componente da planta, conforme pode ser visto na Tabela 3.10.

Nessa tabela  $\dot{Z}_{CTI}$  é a taxa de retorno do investimento, que corresponde ao valor de retorno dividido pela disponibilidade da planta no ano, que, de acordo com Boyce (2010), fica entre 86-93% para uma planta de ciclo combinado. Neste trabalho será adotado o valor de 90%.

De acordo com EIA (2016), o custo de capital para construção de uma planta termelétrica de ciclo combinado fica na ordem de 978 US\$/kW, que no caso desta planta daria um valor aproximado de US\$ 248.412.000,00, que ficou bem próximo ao utilizar a metodologia proposta por Bejan et al (1996).

Tabela 3.10 - Nivelamento dos custos de investimento dos equipamentos

<b>Equipamentos</b>	<b>Custo Compra Equipamento (US\$)</b>	<b>Custo Total do Investimento (US\$)</b>	<b>Custo Anual Equivalente (US\$/Ano)</b>	<b><math>\dot{Z}_{CTI}</math> (US\$/s)</b>
Compressor	9.310.584	25.697.213	3.276.394	0,10078
Câmara de Combustão	1.862.117	5.139.443	655.279	0,02016
Turbina	9.310.584	25.697.213	3.276.394	0,10078
Gerador TGG	16.759.052	46.254.983	5.897.509	0,18140
Trocador HPSH3	1.248.907	3.446.983	439.490	0,01352
Trocador HPSH2	1.887.936	5.210.705	664.365	0,02043
Trocador HPSH1	1.991.348	5.496.120	700.755	0,02155
Trocador IPRH2	1.744.677	4.815.309	613.952	0,01888
Trocador IPRH1	1.949.143	5.379.633	685.903	0,02110
Trocador HPEVA	7.027.930	19.397.087	2.473.128	0,07607
Trocador IPSH	237.828	656.404	83.691	0,00257
Trocador HPECO4	2.352.177	6.492.008	827.731	0,02546
Trocador HPECO3	2.029.890	5.602.497	714.318	0,02197
Trocador HPECO2	994.581	2.745.045	349.993	0,01077
Trocador HPECO1	1.094.951	3.022.066	385.313	0,01185
Trocador IPEVA	2.207.089	6.091.567	776.675	0,02389
Trocador LPSH	188.445	520.108	66.314	0,00204
Trocador IPECO	147.024	405.787	51.738	0,00159
Trocador LPEVA	1.321.894	3.648.426	465.174	0,01431
Trocador LPECO	1.501.190	4.143.283	528.269	0,01625
Turbina Alta Pressão	5.172.092	14.274.975	1.820.059	0,05598
Turbina Baixa/Média Pressão	13.478.974	37.201.970	4.743.250	0,14590
Gerador TGV	4.619.135	12.748.813	1.625.473	0,05000
Condensador	1.004.284	2.771.824	353.407	0,01087
Bomba Alta Pressão	666.392	1.839.241	234.503	0,00721
Bomba Média Pressão	33.608	92.759	11.827	0,00036
Bomba Condensado	297.715	821.693	104.766	0,00369
Resfriador Evaporativo	96.000	264.960	33.782	0,00119
Resfriador Chiller	3.558.000	9.820.080	1.252.060	0,04411
Serpentinas	124.740	344.282	43.896	0,00155
<b>Total</b>	<b>94.218.288</b>	<b>260.042.475</b>	<b>33.155.408</b>	

### 3.5.4 Custo de Manutenção e Operação

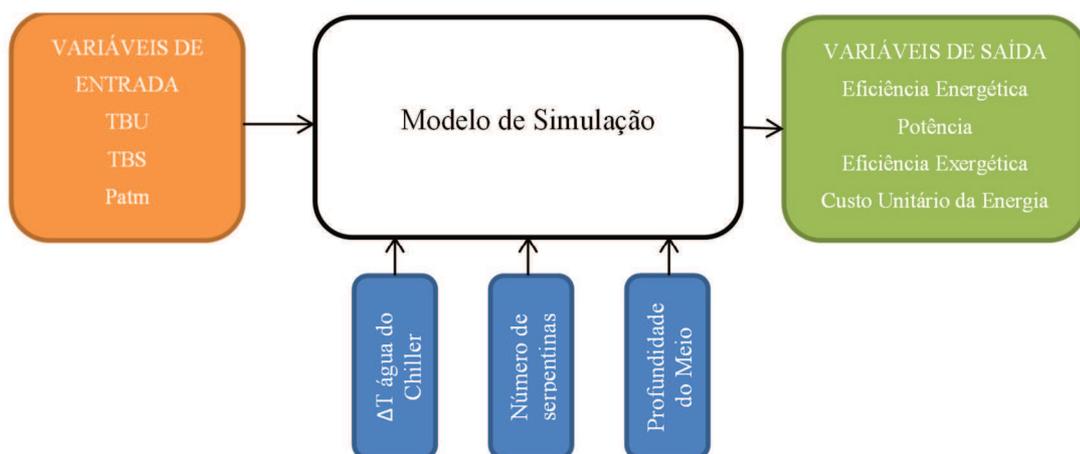
De acordo com EIA (2016) uma termelétrica que opera em ciclo combinado com capacidade de 702 MW possui custos fixos de operação e manutenção de 11 US\$/kWano e para os custos variáveis este valor é de 3,5 US\$/MWh. Kehlhofer (1999) define estes valores para uma usina de 400 MW como 7,5 US\$/kWano e os custos variáveis de 3,8 US\$/MWh. Os valores adotados neste trabalho serão os mesmo de EIA (2016). Os custos de manutenção e operação são definidos por  $Z_{tot}^{OM}$ .

### 3.6 MODELAGEM DA ANÁLISE PARAMÉTRICA SISTEMA DE RESFRIAMENTO

A análise paramétrica proposta neste trabalho visa identificar os fatores que influenciam no comportamento do sistema de resfriamento em relação ao resultado da planta.

A Figura 3.27 mostra como funciona a análise paramétrica, onde as variáveis de entrada são características climáticas de cada localidade e as variáveis de saída são os principais resultados da simulação. Nesta análise é necessário que sejam alterados os parâmetros do sistema de resfriamento de entrada do compressor que, no resfriamento por compressão mecânica, são a diferença de temperatura entre a água gelada fornecida pelo chiller e a que retorna das serpentinas e a quantidade de serpentinas na casa de filtros e no resfriamento evaporativo é a profundidade do meio rígido.

Figura 3.27 – Esquemático da análise paramétrica



Como citado anteriormente, os dois principais elementos do sistema de resfriamento por compressão mecânica de vapor são o chiller e a serpentina de troca térmica. O chiller é o responsável por fornecer a carga de refrigeração e a serpentina por efetivar a troca térmica com o ar.

As análises paramétricas propostas para estes dois elementos são:

- Verificar entre os dois modelos de chiller, um com diferença de temperatura entre água de saída e de retorno fixa de 8 °C (CH 4-12 °C) e o outro fixo de 5 °C (CH 4-9 °C), qual tem o melhor resultado. Ambos fornecem água gelada a 4 °C.

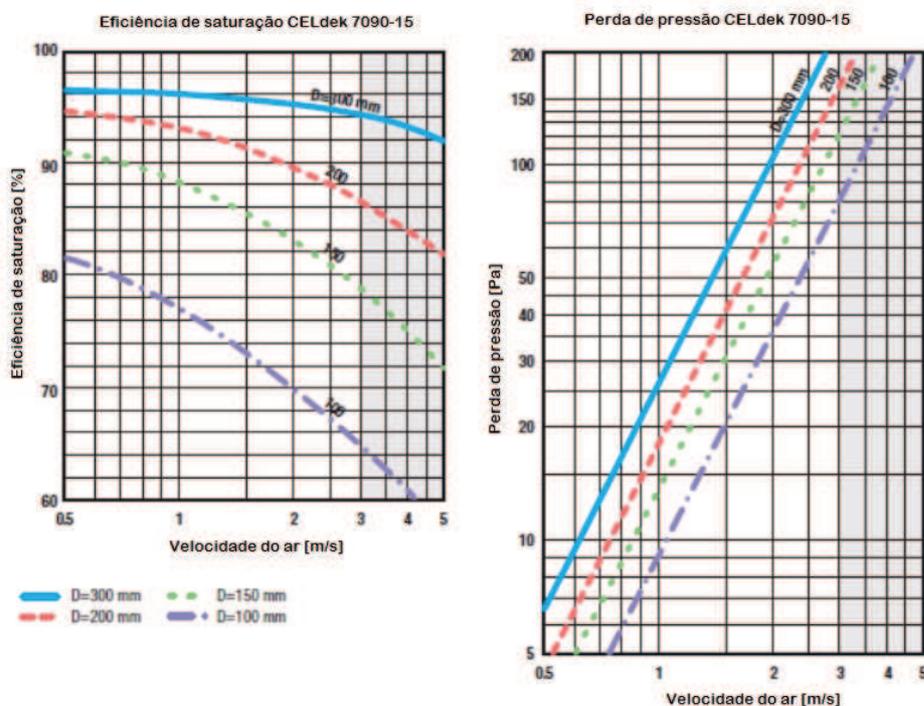
- Variar a quantidade de serpentinas, entre 32, 36, 40 e 44, para verificar qual valor possui o melhor desempenho.

A análise destes fatores é feita em conjunto, ou seja, para cada chiller são utilizadas as quantidades previstas de serpentinas, ainda, foram simuladas as condições para as 8760h do ano típico para Porto Alegre e Mossoró.

No caso do resfriamento evaporativo, a profundidade do meio rígido altera sua eficiência e perda de carga, conforme mostra a Figura 3.28. Logo são avaliadas as profundidades disponíveis no mercado, que são de 300, 200, 150 e 100 mm.

Para cada curva de profundidade foi gerada uma Equação e aplicada no modelo. O mesmo foi feito para a eficiência do meio rígido. Todas as equações geradas a partir dos gráficos da Figura 3.28 apresentaram um R<sup>2</sup> acima de 0,998, garantindo a confiabilidade do modelo.

Figura 3.28 – Curvas de performance do meio rígido CELdek 7090-15



Fonte: Adaptado de Munters (2009).

## 4 RESULTADOS

Antes de iniciar as análises pode-se identificar através dos fatores de grau hora de resfriamento e entalpia hora de resfriamento a diferença entre as duas cidades escolhidas, onde os resultados são  $\text{GHRE}_{\text{POA}} = 20228 \text{ }^\circ\text{Ch}$  e  $\text{GHRE}_{\text{MOS}} = 35990 \text{ }^\circ\text{Ch}$ , e  $\text{EHRCTC}_{\text{POA}} = 227852 \text{ kJh/kg}$  e  $\text{EHRCTC}_{\text{MOS}} = 385854 \text{ kJh/kg}$ .

Tanto para o uso do meio evaporativo quanto pelo método de compressão mecânica de vapor, os fatores de grau hora e entalpia hora de resfriamento para Mossoró é muito maior do que Porto Alegre, demonstrando uma maior necessidade do uso do resfriamento do ar de entrada para o compressor da turbina a gás nesta cidade.

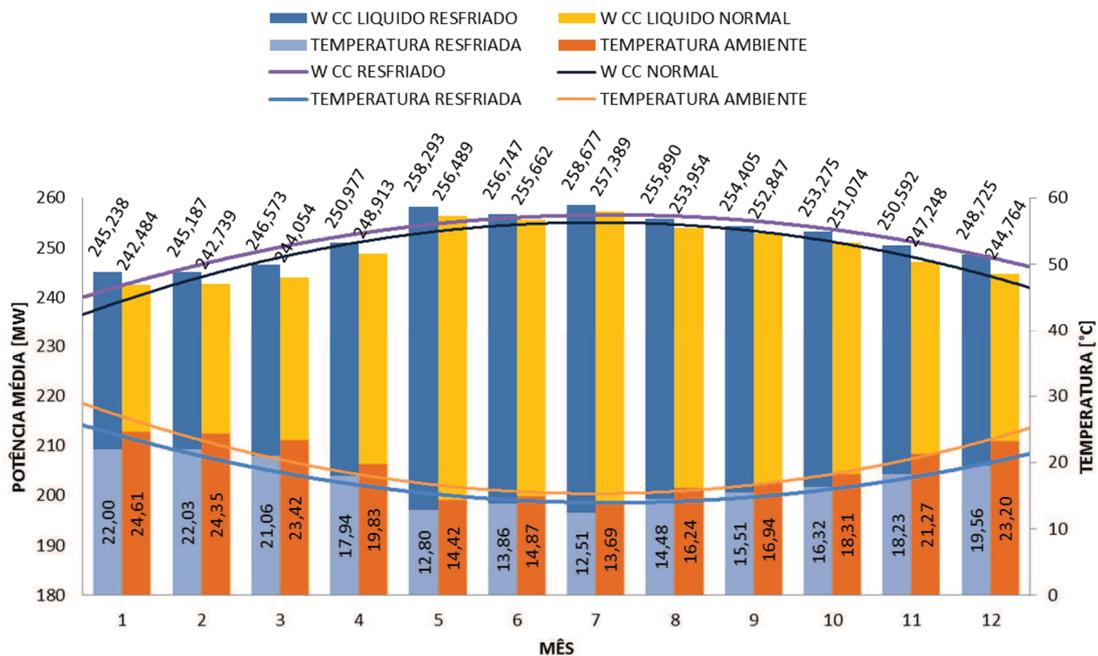
### 4.1 ANÁLISE TERMODINÂMICA

Nesta seção são apresentados os valores obtidos na simulação no *software* de modelagem EES.

#### 4.1.1 Resfriamento evaporativo

Os resultados encontrados com o uso do resfriamento evaporativo mostram um ganho de geração de energia elétrica para as duas cidades.

Figura 4.1 – Comparação entre o ciclo combinado com e sem o uso do resfriamento evaporativo em Porto Alegre - RS

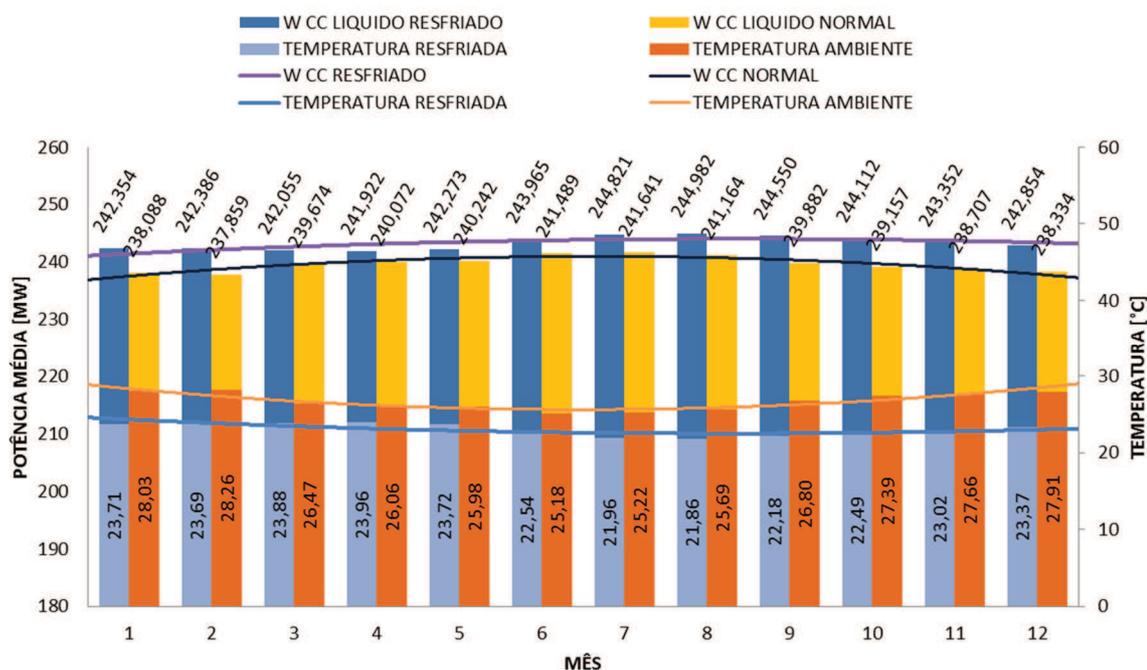


A Figura 4.1 apresenta a comparação entre a potência média mensal da usina operando sem a adição do resfriamento evaporativo e com o uso do resfriamento para a cidade de Porto Alegre.

Na Figura 4.1 podem ser observados os ganhos na potência média gerada ao utilizar o resfriamento evaporativo. Os ganhos mais consideráveis encontram-se nas extremidades do gráfico, que representam os períodos mais quentes do ano. Nos meses de inverno ainda há um ganho, mas bem menor quando comparado aos meses de verão. Esta disparidade ocorre em função da diferença da umidade relativa do ar, que na média mensal dos meses de verão, fica entre 70 e 80%. Já nos meses de inverno ela fica entre 83% e 90%. Representando este fator, as linhas de tendência de potência gerada e temperatura se distanciam a medida que se aproximam das extremidades. Fato este explicado pela maior vazão mássica de ar para o compressor e, conseqüente, aumento de potência gerada.

A Figura 4.2 apresenta uma comparação entre a potência média mensal da usina operando sem a adição do resfriamento evaporativo e com o uso do resfriamento para a cidade de Mossoró.

Figura 4.2 - Comparação entre o ciclo combinado com e sem o uso do resfriamento evaporativo em Mossoró – RN



O resultado apresentado na Figura 4.2 é mais interessante ainda do que o verificado para Porto Alegre. Nesta figura há uma distância notável entre as curvas de temperatura e potência normal para as com resfriamento. Esta distância se mantém o ano todo e, ainda, se afasta nas

extremidades, representando os maiores ganhos. Este afastamento é em decorrência das diferenças de umidade relativa média que nos meses de verão ficam entre 63 e 68% e no inverno entre 70 e 83%. Este distanciamento das curvas é explicado pelo clima característico da região de Mossoró, quente e seco, onde o resfriamento evaporativo tem seu melhor desempenho (Boyce, 2010).

Também, em comparação à figura anterior, pode-se notar que as temperaturas com o uso do sistema de resfriamento se mantém praticamente constantes em Mossoró, variando com uma amplitude de menos de 2 °C. Este fator faz com que a potência gerada na planta seja mais estável, ou seja, mantenha um patamar equilibrado ao longo do ano.

Na Tabela 4.1 podem ser observados alguns dos principais resultados.

Tabela 4.1 – Principais resultados com uso do resfriamento evaporativo

		TBS [°C]	TBU [°C]	Temperatura de Entrada Compressor [°C]	Potência do Ciclo Combinado [MW]	Potência do Ciclo Combinado Resfriado [MW]	Aumento de Potência [MW]
<b>Mossoró</b>	Máximo Aumento de Potência	34,6	20,5	21,9	231,887	245,504	13,617
	Mínimo Aumento de Potência	20,5	20,1	20,1	247,339	247,686	0,347
	Máxima Potência	17,5	16,7	16,7	251,670	252,453	0,783
<b>Porto Alegre</b>	Máximo Aumento de Potência	30,5	16,0	17,5	237,437	251,906	14,469
	Mínimo Aumento de Potência	2,4	2,4	2,4	273,491	273,294	-0,197
	Máxima Potência	1,3	1,3	1,3	275,048	274,925	-0,123

É possível observar através dos resultados da Tabela 4.1 o grande potencial de aumento de geração para as duas localidades. Mesmo com um clima menos favorável ao uso do resfriamento evaporativo, o máximo ganho em Porto Alegre é maior do que em Mossoró, porém em Mossoró este aumento é mais constante, favorecendo a maior geração de energia anual, ou seja, as condições ambientais são mais propícias ao uso deste sistema de resfriamento.

Outro ponto verificado na Tabela 4.1 é a perda de potência com o uso do resfriamento em condições de ar saturado, como ocorre em Porto Alegre. Esta queda de geração ocorre pela perda de pressão do ar ao passar pelo meio rígido evaporativo, conforme explicado anteriormente. A barreira formada pelo meio impede a passagem livre do ar, diminuindo sua pressão e prejudicando o comportamento do ciclo.

A Tabela 4.2 mostra a eficiência da 1ª Lei para a planta e para os dois ciclos.

Tabela 4.2 – Eficiência de 1ª Lei dos ciclos

		$\eta$ Brayton	$\eta$ Rankine	$\eta$ Ciclo Combinado
Mossoró	NORMAL	36,56%	29,68%	53,93%
	EVAP	36,95%	29,75%	54,37%
Porto Alegre	NORMAL	37,82%	29,72%	55,22%
	EVAP	38,07%	29,78%	55,50%

Pode-se observar pela Tabela 4.2 o aumento na eficiência do ciclo combinado com a adição do sistema de resfriamento evaporativo. Para Mossoró esse valor é de 0,8% e em Porto Alegre é de 0,5%. O aumento de eficiência está principalmente ligado ao ciclo Brayton, já que é o ciclo onde está o compressor, que é sensível aos efeitos do clima, portanto, esse aumento de eficiência está relacionado ao menor trabalho específico do compressor.

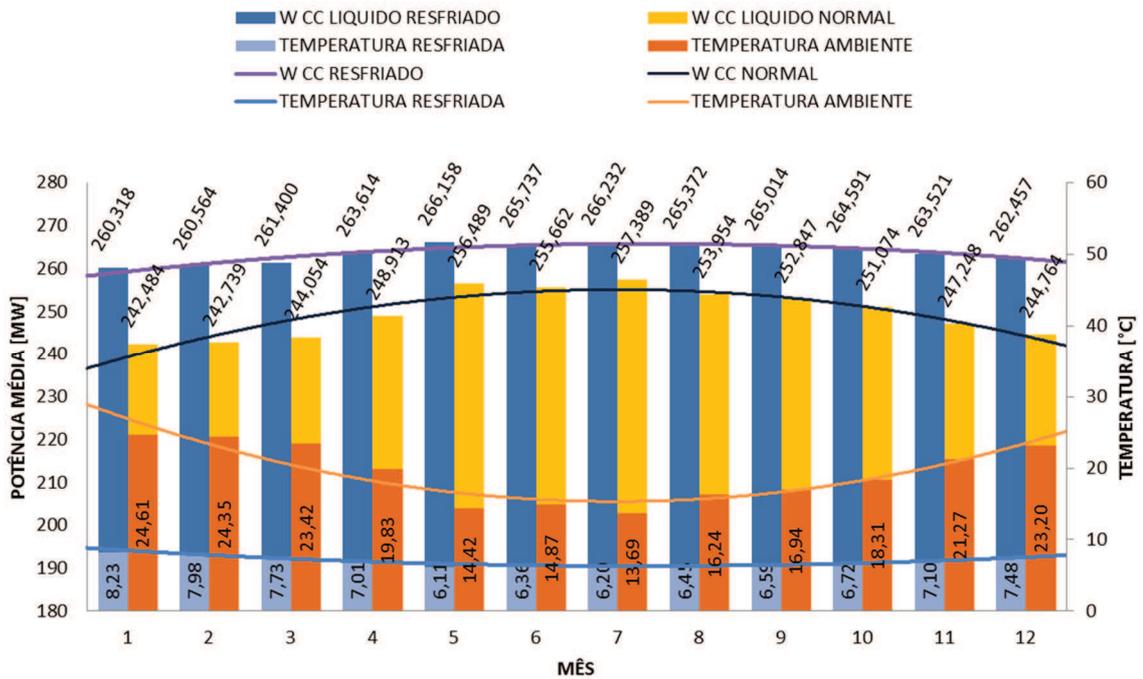
#### 4.1.2 Resfriamento por compressão mecânica de vapor

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos com o uso do resfriamento por compressão mecânica na melhor condição, verificada na análise paramétrica, para cada localidade.

A Figura 4.3 mostra o resultado da adição do sistema de resfriamento, na configuração de 44 serpentinas e chiller com diferença de temperatura de 4 a 9 °C e vazão de água gelada de 334 L/s, para o ano típico de Porto Alegre, RS.

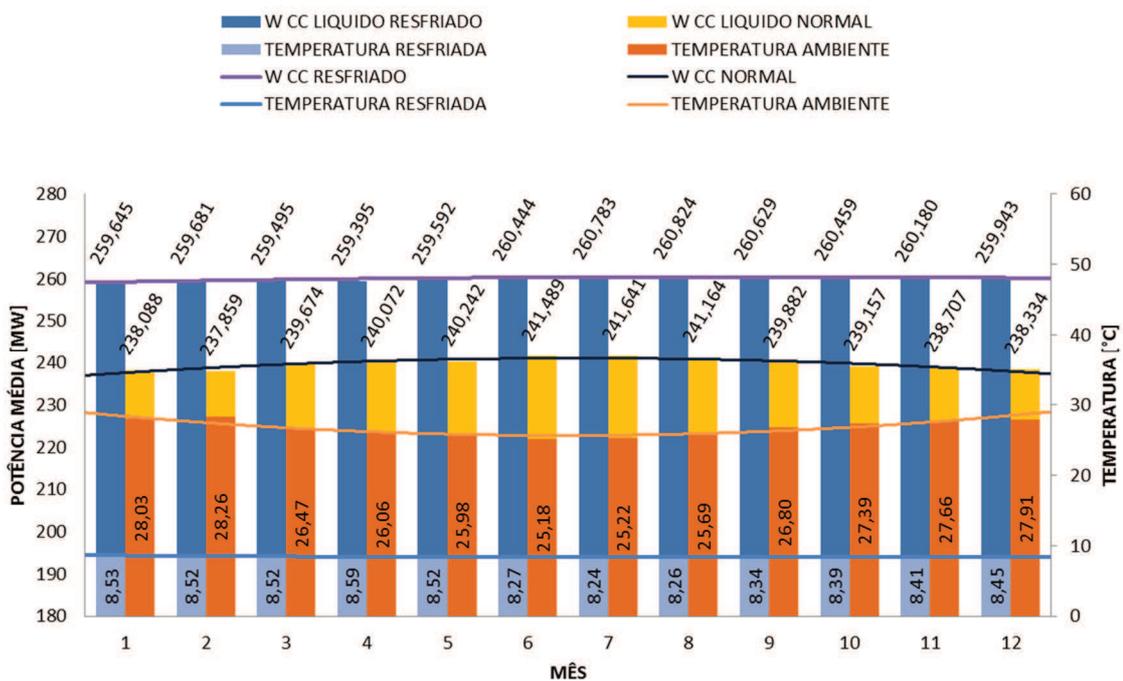
Nela é possível observar o crescimento da potência gerada com o uso do resfriamento por compressão mecânica de vapor. Se for comparada a curva de tendência da potência gerada sem resfriamento e com resfriamento, percebe-se uma significativa melhora e um nivelamento mensal. Na operação sem resfriamento têm-se uma diferença de potência gerada nos meses de verão comparados aos de inverno. A adição do sistema de resfriamento reduz esta diferença, tornando a capacidade da planta mais homogênea, fator bastante importante na previsão de capacidade de geração.

Figura 4.3 – Comparação entre o ciclo combinado com e sem o uso do resfriamento com chiller de 334 L/s e 44 serpentinhas em Porto Alegre RS



A Figura 4.4 representa o resultado da adição do sistema de resfriamento, na configuração de 44 serpentinhas e chiller com diferença de temperatura de 4 a 12 °C e vazão de água gelada de 209 L/s, para o ano típico de Mossoró, RN.

Figura 4.4 - Comparação entre o ciclo combinado com e sem o uso do resfriamento com chiller de 209 L/s e 44 serpentinhas em Mossoró, RN



Pode-se observar na Figura 4.4 o interessante salto na potência gerada com a adição do sistema de resfriamento, saindo de valores que se aproximam de 240 MW para próximo de 260 MW de potência líquida. Os valores são mais constantes comparados a Porto Alegre devido à característica climática da região, que é mais estável. Mas, comparando as duas curvas de tendência de potência gerada é possível perceber que com o uso do resfriamento o comportamento se aproxima muito de uma reta, enquanto sem o resfriamento o mostra uma menor geração nos meses de verão.

A característica climática de Mossoró faz com que a serpentina tenha uma capacidade maior de remoção de calor quando comparada a Porto Alegre. O fato de ter temperaturas mais altas também faz com que os chillers trabalhem em capacidades mais elevadas, tirando melhor proveito do sistema.

Comparando as duas figuras, percebe-se que, mesmo com o resfriamento, Porto Alegre apresenta patamares de potência maiores que os verificados em Mossoró, isso ocorre porque o dimensionamento dos chillers permite temperaturas mais baixas em Porto Alegre, já em Mossoró isto não é possível, pois o sistema de resfriamento atinge sua capacidade máxima por mais tempo, limitando a remoção de calor do ar.

Na **Erro! Fonte de referência não encontrada.** são apresentados alguns dos principais resultados obtidos com o uso do resfriamento por compressão mecânica de vapor.

Tabela 4.3- Principais resultados obtidos com uso do resfriamento por compressão mecânica de vapor

		TBS [°C]	TBU [°C]	Temperatura de Entrada Compressor [°C]	Potência do Ciclo Combinado [MW]	Potência do Ciclo Combinado Resfriado [MW]	Aumento de Potência [MW]	Consumo do Sistema de Resfriamento [MW]
Mossoró	Máximo Aumento de Potência	35,2	21,9	8,6	230,884	260,298	29,414	3,074
	Mínimo Aumento de Potência	17,5	16,7	8,3	251,670	262,570	10,900	1,379
	Máxima Potência	17,5	16,7	8,3	251,670	262,570	10,900	1,379
	Máximo Consumo Resfriamento	27,6	26,1	12,1	237,610	255,975	18,365	4,787
Porto Alegre	Máximo Aumento de Potência	36,5	22,4	9,3	229,579	259,177	29,598	3,283
	Mínimo Aumento de Potência	1,3	1,3	1,3	275,048	273,732	-1,316	0
	Máxima Potência	1,3	1,3	1,3	275,048	273,732	-1,316	0
	Máximo Consumo Resfriamento	35,5	27,5	13,8	228,991	252,733	23,742	5,009

Analisando os resultados da **Erro! Fonte de referência não encontrada.** pode-se observar o grande potencial de aumento de potência gerada para as duas cidades, onde os resultados de aumento máximo são aproximadamente 30 MW, o equivalente a adição de uma turbina a gás Siemens modelo SGT-700, que tem esta mesma capacidade, ou seja, o uso do resfriamento proporciona uma ampliação na capacidade instalada da planta sem adição de novas turbinas. Para Mossoró, o aumento mínimo de potência é de cerca de 11 MW, ou seja, o fator de utilização do sistema de resfriamento é total pois, em função do clima, sempre existe a demanda mínima da capacidade do chiller.

Os dados da Tabela 4.3 mostram a penalização ocasionada pelo sistema de resfriamento. Onde o máximo consumo do sistema ocorre em condições de temperaturas elevadas aliadas à alta umidade relativa do ar. Isto se deve pela maior capacidade das serpentinas quando há remoção de calor latente. Também é possível observar que no ponto de máximo ganho de potência o consumo de potência elétrica do sistema de resfriamento fica bem abaixo do seu consumo máximo, isto também é função da remoção do calor latente, que neste caso é muito menor. Assim, pode-se perceber que máximo ganho de geração está mais relacionado com a diferença de TBS do ar do que com a remoção de calor do ar. Destacando que no aumento de potência já está descontado o consumo do sistema de resfriamento.

Outro ponto a ser analisado é a influencia do sistema de resfriamento em baixas temperaturas para Porto Alegre. Neste caso há um decréscimo na potência gerada, já que o sistema de resfriamento fica fora de operação por não atingir a capacidade mínima requerida pelo chiller. O que afeta a potência gerada é a instalação física das serpentinas na casa de filtros da turbina a gás, pois acaba gerando uma resistência para a passagem do ar para o compressor, o que ocasiona uma queda de pressão no ar e conseqüente queda na potência gerada.

A Tabela 4.4 mostra a eficiência de 1ª Lei encontrada para os ciclos com uso do resfriamento por compressão mecânica de vapor.

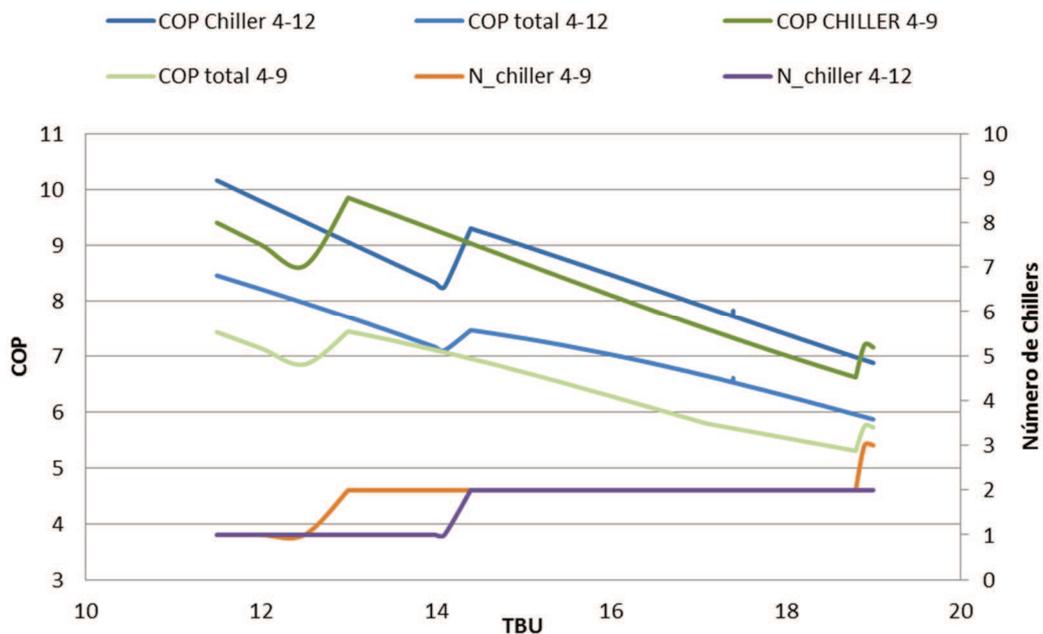
Tabela 4.4 – Eficiência de 1ª Lei para os ciclos com e sem resfriamento

		$\eta$ Brayton	$\eta$ Rankine	$\eta$ Ciclo Combinado
Mossoró	NORMAL	36,56%	29,68%	53,93%
	RESF	38,75%	29,77%	56,19%
Porto Alegre	NORMAL	37,82%	29,72%	55,22%
	RESF	39,33%	29,78%	56,78%

Os resultados da Tabela 4.4 mostram um aumento muito interessante na eficiência dos ciclos. Em Mossoró, o aumento de eficiência é de cerca de 4%, o que significa uma economia considerável de combustível. Em Porto Alegre este aumento é um pouco menor, cerca de 3%. Esse aumento na eficiência é carregado principalmente pelo ciclo Brayton, que é o principal afetado com o aumento da temperatura ambiente. Com a redução do volume específico do ar pelo resfriamento há um menor trabalho específico no compressor e o aumento da vazão mássica de ar produz mais trabalho na turbina, logo este resultado é consequência disto. A penalização média do sistema de resfriamento foi de aproximadamente 1900 kW para Porto Alegre e para Mossoró 3340 kW.

O comportamento do sistema de resfriamento pode ser verificado na Figura 4.5.

Figura 4.5 – COP do sistema de resfriamento e somente do chiller em função de TBU para Porto Alegre

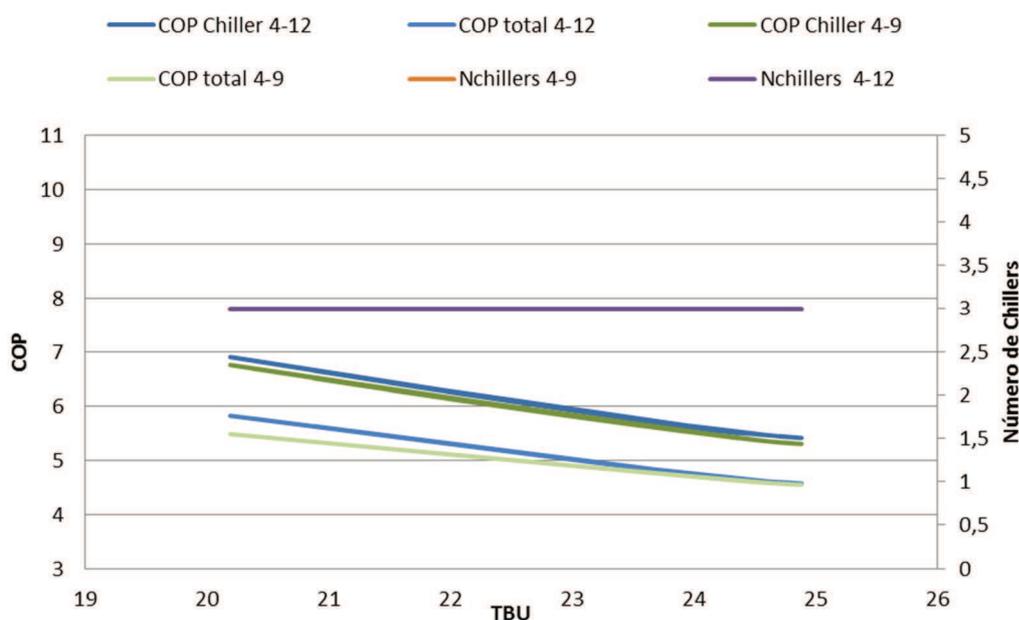


Na Figura 4.5 é possível analisar o comportamento dos dois sistemas de resfriamento propostos para a TBS que mais se repete em Porto Alegre que é 19 °C, com 215 ocorrências. Percebe-se que o COP do sistema possui comportamento bem similar ao COP do chiller. Isto ocorre pelo fato do chiller ser o principal equipamento do sistema. As bombas de água gelada, de água do condensador do chiller e o ventilador da torre possuem menor influência. Também é possível observar que o COP, tanto do sistema quanto somente do chiller, é maior quando é utilizado apenas 1 chiller. Isto ocorre porque o chiller operando em capacidades menores tem um melhor aproveitamento, já que possui um inversor de frequência que reduz a potência necessária para cargas parciais. Pelo fato de que os ganhos na geração do ciclo são muito

maiores que a potência consumida em função do aumento de capacidade necessária do chiller, há um aumento de eficiência e potência produzida, ou seja, a perda de eficiência do chiller em cargas maiores não prejudica o resultado final.

Na Figura 4.6 foi feita a mesma avaliação que na Figura 4.5, mas em Mossoró a TBS que mais se repete no ano é de 27,2 °C, com 132 ocorrências.

Figura 4.6 - COP do sistema de resfriamento e somente do chiller em função de TBU para Mossoró



O comportamento do sistema em Mossoró é similar ao apresentado em Porto Alegre. A maior diferença está no fato de que para esta faixa de TBS e TBUs, o sistema requer a utilização de 3 chillers em todas as ocorrências, por isso não há variação brusca no COP, como na Figura 4.5. Nota-se que em função do aumento da TBU há uma piora no COP dos chillers, que ocorre em função da maior capacidade de resfriamento necessária. Logo, esta piora não é relevante no resultado final, visto que a influência do resfriamento na turbina a gás é maior.

## 4.2 ANÁLISE EXERGÉTICA

A Tabela 4.5 mostra o resultado médio obtido para as 8760 h do ano típico para a irreversibilidade, eficiência pela 2ª Lei e irreversibilidade em relação à planta. Nesta tabela estão compreendidos os valores simulados para os quatro casos: planta operando na condição sem resfriamento (NORMAL), planta operando com o uso do sistema de resfriamento evaporativo (EVAP), planta operando com resfriamento por chiller com vazão de 209 L/s (CH 4-12) e planta operando com resfriamento por chiller com vazão de 334 L/s (CH 4-9).

Tabela 4.5 – Irreversibilidade, eficiência de segunda Lei e irreversibilidade em relação a planta para os principais componentes da planta para a localidade de Porto Alegre

Componente	Irreversibilidade [kW]				EficiênciaII [% ]				Irrevesibilidade em relação a planta [% ]			
	NORMAL	EVAP	CH 4-12	CH 4-9	NORMAL	EVAP	CH 4-12	CH 4-9	NORMAL	EVAP	CH 4-12	CH 4-9
Resfriador	-	46	9607	9873	-	85,91	22,45	20,42	-	0,03	5,54	5,71
Compressor	7635	7701	7558	7542	95,52	95,49	95,57	95,58	4,25	4,52	4,36	4,36
Câmara de combustão	87280	77312	71639	70982	85,19	86,92	88,08	88,20	48,53	45,34	41,33	41,08
Turbina	29174	29418	29731	29748	92,28	92,26	92,42	92,44	16,22	17,25	17,15	17,21
Gerador TGG	5331	5379	5713	5751	97,02	97,02	97,02	97,02	2,96	3,15	3,30	3,33
Bomba de água de alimentação	494	495	516	519	93,93	93,91	93,12	93,03	0,27	0,29	0,30	0,30
Bomba de condensado	125	125	125	125	89,72	89,72	89,72	89,72	0,07	0,07	0,07	0,07
Turbina vapor HP	1855	1767	1427	1393	91,80	92,25	93,94	94,10	1,03	1,04	0,82	0,81
Turbina vapor IP-LP	14813	14747	14488	14461	80,75	80,87	81,33	81,38	8,24	8,65	8,36	8,37
Gerador TGV	2473	2486	2540	2545	97,02	97,02	97,02	97,02	1,37	1,46	1,47	1,47
Condensador	5669	5669	5669	5669	72,46	72,46	72,46	72,46	3,15	3,32	3,27	3,28
Trocador HPSH3	294	293	279	277	91,22	91,32	91,92	91,98	0,16	0,17	0,16	0,16
Trocador HPSH2	321	318	281	277	96,56	96,62	97,08	97,12	0,18	0,19	0,16	0,16
Trocador HPSH1	404	395	321	313	97,00	97,08	97,68	97,74	0,22	0,23	0,19	0,18
Trocador IPRH2	276	272	240	236	95,29	95,40	96,03	96,09	0,15	0,16	0,14	0,14
Trocador IPRH1	412	406	350	344	96,72	96,79	97,29	97,35	0,23	0,24	0,20	0,20
Trocador HPEVA	3455	3830	4217	4256	91,63	90,77	90,02	89,95	1,92	2,25	2,43	2,46
Trocador IPSH	949	955	967	968	40,46	40,46	40,71	40,73	0,53	0,56	0,56	0,56
Trocador HPECO4	1002	997	1046	1051	87,14	87,29	86,88	86,83	0,56	0,58	0,60	0,61
Trocador HPECO3	1405	1379	1377	1377	80,18	80,58	80,75	80,76	0,78	0,81	0,79	0,80
Trocador HPECO2	144	131	138	140	97,30	97,55	97,44	97,42	0,08	0,08	0,08	0,08
Trocador HPECO1	1034	1038	1082	1087	71,46	71,51	70,55	70,44	0,58	0,61	0,62	0,63
Trocador IPEVA	1908	1989	2084	2094	79,27	78,57	77,97	77,91	1,06	1,17	1,20	1,21
Trocador LPSH	146	147	147	147	51,19	51,33	52,18	52,26	0,08	0,09	0,08	0,08
Trocador IPECO	2045	2055	2076	2078	13,96	13,97	13,78	13,76	1,14	1,21	1,20	1,20
Trocador LPEVA	395	410	387	385	87,54	87,13	87,92	88,00	0,22	0,24	0,22	0,22
Trocador LPECO	10806	10765	9316	9165	35,68	35,68	36,14	36,22	6,01	6,31	5,38	5,30

Pode-se observar na Tabela 4.5 e na Tabela 4.6 que em todos os casos o principal responsável pela destruição de exergia é a câmara de combustão, que segundo Kotas (1995) é inerente ao processo de combustão.

A melhora na câmara de combustão com a adição dos sistemas de resfriamento se dá pelo melhor aproveitamento do ar do compressor, que possui uma exergia específica menor ao entrar na câmara, pois chega a uma menor temperatura e maior pressão. Nos produtos da combustão têm-se a limitação da temperatura da câmara, mas como a vazão mássica de ar é maior, também aumenta a vazão de combustível, mas de maneira não proporcional, pois a razão de ar/combustível aumenta neste caso.

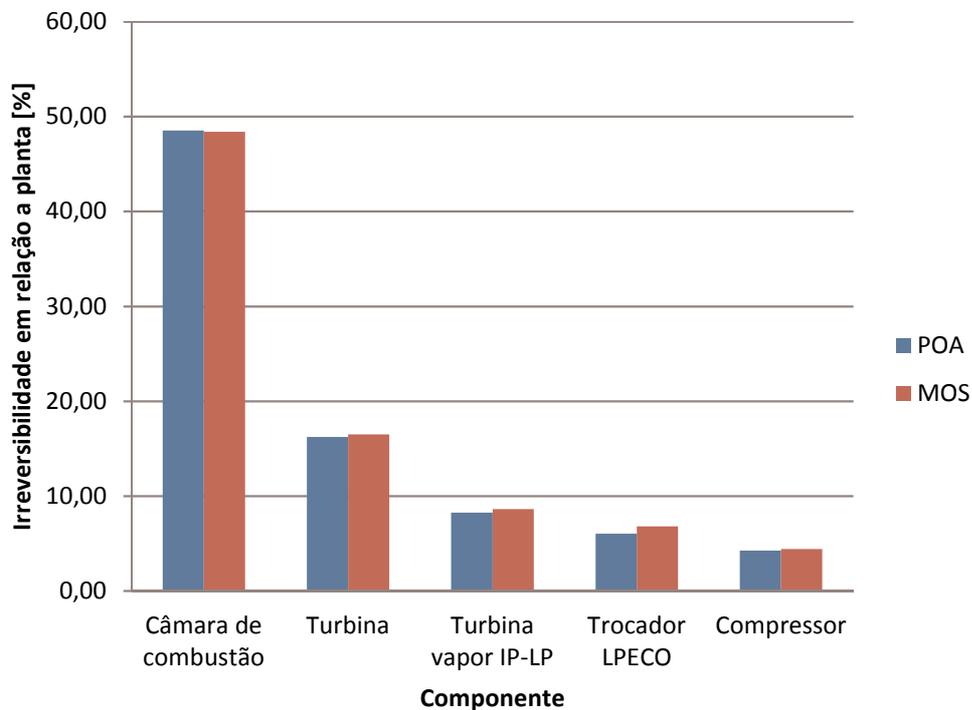
Tabela 4.6 - Irreversibilidade, eficiência de segunda Lei e irreversibilidade em relação a planta para os principais componentes da planta para a localidade de Mossoró

Componente	Irreversibilidade [kW]				EficiênciaII [%]				Irreversibilidade em relação a planta [%]			
	NORMAL	EVAP	CH 4-12	CH 4-9	NORMAL	EVAP	CH 4-12	CH 4-9	NORMAL	EVAP	CH 4-12	CH 4-9
Resfriador		68	14993	15202	-	93,65	33,52	28,24		0,04	8,51	8,63
Compressor	7698	7787	7549	7512	95,47	95,44	95,57	95,57	4,40	4,52	4,29	4,26
Câmara de combustão	84611	81220	71897	71819	85,43	86,11	88,02	88,00	48,38	47,12	40,82	40,76
Turbina	28812	29187	29674	29514	92,16	92,15	92,42	92,43	16,48	16,93	16,85	16,75
Gerador TGG	5067	5154	5695	5683	97,02	97,02	97,02	97,02	2,90	2,99	3,23	3,23
Bomba de água de alimentação	478	480	516	513	94,47	94,40	93,15	93,23	0,27	0,28	0,29	0,29
Bomba de condensado	125	125	125	125	89,72	89,72	89,72	89,72	0,07	0,07	0,07	0,07
Turbina vapor HP	2156	2005	1456	1495	90,22	91,04	93,80	93,61	1,23	1,16	0,83	0,85
Turbina vapor IP-LP	15041	14927	14509	14539	80,35	80,55	81,29	81,24	8,60	8,66	8,24	8,25
Gerador TGV	2426	2449	2535	2529	97,02	97,02	97,02	97,02	1,39	1,42	1,44	1,44
Condensador	2930	2930	2930	2930	85,77	85,77	85,77	85,77	1,68	1,70	1,66	1,66
Trocador HPSH3	305	302	280	281	90,71	90,91	91,88	91,82	0,17	0,18	0,16	0,16
Trocador HPSH2	350	342	283	287	96,19	96,31	97,05	97,00	0,20	0,20	0,16	0,16
Trocador HPSH1	464	446	325	332	96,49	96,66	97,65	97,59	0,27	0,26	0,18	0,19
Trocador IPRH2	302	293	242	245	94,75	94,96	95,99	95,92	0,17	0,17	0,14	0,14
Trocador IPRH1	455	444	353	359	96,31	96,44	97,27	97,21	0,26	0,26	0,20	0,20
Trocador HPEVA	2947	3523	4122	4054	92,73	91,39	90,23	90,37	1,68	2,04	2,34	2,30
Trocador IPSH	938	947	965	963	40,28	40,29	40,70	40,68	0,54	0,55	0,55	0,55
Trocador HPECO4	970	965	1046	1042	87,35	87,54	86,85	86,88	0,55	0,56	0,59	0,59
Trocador HPECO3	1424	1385	1383	1385	79,80	80,41	80,66	80,60	0,81	0,80	0,79	0,79
Trocador HPECO2	149	130	141	141	97,17	97,55	97,39	97,38	0,09	0,08	0,08	0,08
Trocador HPECO1	1003	1010	1079	1075	72,06	72,09	70,57	70,66	0,57	0,59	0,61	0,61
Trocador IPEVA	1789	1916	2064	2047	80,16	79,07	78,14	78,26	1,02	1,11	1,17	1,16
Trocador LPSH	146	147	147	146	50,48	50,74	52,12	52,03	0,08	0,09	0,08	0,08
Trocador IPECO	2024	2040	2073	2070	14,08	14,09	13,78	13,80	1,16	1,18	1,18	1,17
Trocador LPEVA	403	423	384	385	87,21	86,66	87,99	87,95	0,23	0,25	0,22	0,22
Trocador LPECO	11864	11717	9367	9508	35,45	35,46	36,12	36,06	6,78	6,80	5,32	5,40

A Figura 4.7 mostra os 5 componentes com a maior irreversibilidade da planta.

Na Figura 4.7 possível verificar que o maior responsável pela irreversibilidade da planta é a câmara de combustão seguido da turbina, da turbina a vapor IP-LP, do trocador do economizador de baixa pressão da caldeira (LPECO) e do compressor. É interessante notar que 3 dos 5 maiores responsáveis pela irreversibilidade da planta, são componentes da turbina a gás.

Figura 4.7 – Maiores irreversibilidades da planta operando em condição normal para as duas cidades



A Tabela 4.7 mostra os resultados encontrados para a eficiência exergetica dos ciclos.

Tabela 4.7 – Eficiência de 2ª Lei dos ciclos

		$\eta_{II}$ Brayton	$\eta_{II}$ Rankine	$\eta_{II}$ Ciclo Combinado
Mossoró	NORMAL	37,02%	45,90%	53,30%
	EVAP	37,41%	44,64%	53,73%
	CH 4-12	38,90%	44,78%	53,68%
	CH 4-9	38,89%	44,77%	53,63%
Porto Alegre	NORMAL	38,31%	51,61%	54,63%
	EVAP	38,56%	44,70%	54,91%
	CH 4-12	39,36%	44,78%	54,88%
	CH 4-9	39,54%	44,78%	54,97%

É possível perceber uma melhora na eficiência do ciclo Brayton com a adição do resfriamento que leva a uma melhora do ciclo combinado. Já o ciclo Rankine tem uma piora, uma vez que os gases entram na caldeira com uma temperatura menor. Na combinação o resultado é positivo já que a turbina a gás é a responsável pela maior capacidade da usina.

Como verificado na Figura 4.7, os componentes da turbina a gás são os maiores responsáveis pela destruição de exergia da planta, logo, separando as eficiências por ciclo na

Tabela 4.7, o ciclo Brayton é o que apresenta a menor eficiência exergética. Isto ocorre principalmente pelo processo de combustão que é realizado na turbina a gás, já que a destruição de exergia é uma característica deste processo, isto também foi observado nos estudos de Gomes (2001) e Branco (2005).

### 4.3 ANÁLISE TERMOECONÔMICA

Nesta seção serão apresentados os resultados termoeconômicos obtidos através da simulação.

A Tabela 4.8 apresenta os valores médios da produção de energia para as 8760 h do ano típico obtidos para cada configuração da planta e para cada localidade.

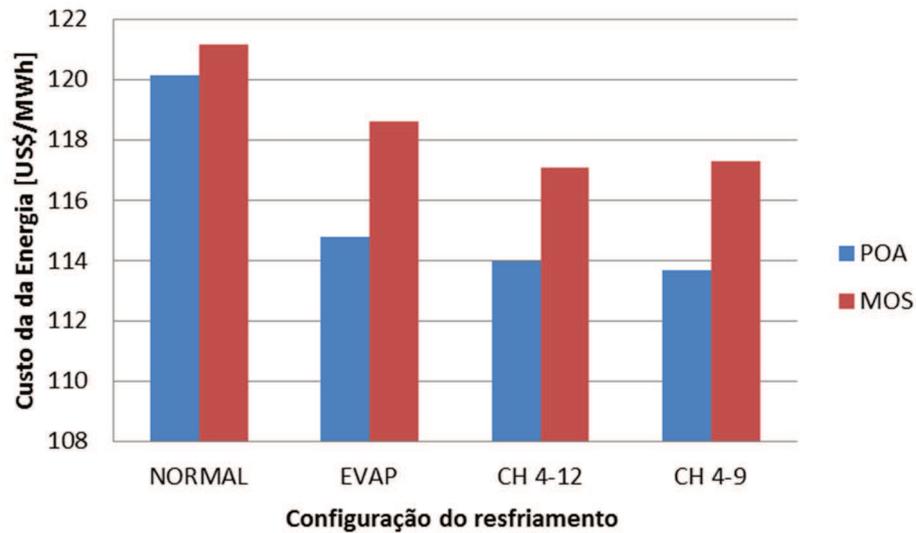
Tabela 4.8 – Custo da produção de energia [US\$/MWh]

	NORMAL	EVAP	CH 4-12	CH 4-9
Porto Alegre	120,13	114,88	114,02	113,71
Mossoró	121,17	118,61	117,08	117,32

Na Figura 4.8 é apresentada uma comparação dos valores obtidos para cada configuração da planta e sua localidade.

É possível verificar que os menores valores para a produção de energia elétrica foram obtidos nas configurações que proporcionaram a maior potência média anual, que foram a configuração CH 4-12 para Mossoró e a configuração CH 4-9 para Porto Alegre. Apesar do uso do resfriamento evaporativo possuir a melhor eficiência exergética para os dois lugares, o menor custo está relacionado não somente ao combustível, mas sim ao combustível, ao preço de aquisição e instalação dos equipamentos e aos custos fixo de operação e manutenção da planta. Logo, quanto maior a capacidade de produção de energia mais são diluídos os custos fixos, o que leva ao resultado encontrado.

Figura 4.8 – Comparação dos valores médios para o custo de produção de energia para cada configuração e localidade



A diferença entre as duas localidades se dá pela menor eficiência exergética da planta em Mossoró que, mesmo com o uso do resfriamento, fica abaixo do resultado encontrado em Porto Alegre, e é ocasionado por seu clima com temperaturas elevadas, algo prejudicial ao ciclo.

Dentre os custos exergéticos pode-se destacar os três maiores: custo dos gases produzidos na câmara de combustão ( $\dot{C}_{G4}$ ), custo exergético da turbina ( $\dot{C}_{Turbina}$ ) e o custo exergético do combustível ( $\dot{C}_{Combustível}$ ). Os custos das principais saídas do ciclo que são: custo exergético do gerador elétrico da turbina a gás ( $\dot{C}_{Gerador;TGG}$ ), custo exergético do gerador elétrico da turbina a vapor ( $\dot{C}_{Gerador;TGV}$ ) e o custo exergético dos gases de exaustão ( $\dot{C}_{G22}$ ). Estes custos estão apresentados na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 – Principais custos exergéticos da planta

		$\dot{C}_{G4}$ [US\$/s]	$\dot{C}_{Turbina}$ [US\$/s]	$\dot{C}_{Combustível}$ [US\$/s]	$\dot{C}_{Gerador;TGG}$ [US\$/s]	$\dot{C}_{Gerador;TGV}$ [US\$/s]	$\dot{C}_{G22}$ [US\$/s]
POA	NORMAL	11,49	8,77	7,91	4,86	3,47	0,18
	EVAP	11,22	8,42	7,79	4,69	3,35	0,42
	CH 4-12	11,57	8,70	7,84	4,95	3,37	0,45
	CH 4-9	11,58	8,70	7,84	4,97	3,36	0,45
MOS	NORMAL	11,30	8,49	7,75	4,62	3,44	0,34
	EVAP	11,26	8,44	7,75	4,62	3,40	0,40
	CH 4-12	11,80	8,86	7,83	5,04	3,42	0,46
	CH 4-9	11,77	8,84	7,82	5,03	3,42	0,46

A taxa com maior valor de custo exergético é o  $\dot{C}_{G4}$  que corresponde ao custo dos gases de saída da câmara de combustão, ou seja, já compreende o custo do ar proveniente do compressor, do combustível e da água de injeção. Ele também é a taxa que possui a maior

exergia da planta. Através da Tabela 4.9 é possível verificar o aumento dos custos exergéticos com a adição do resfriamento. Isso ocorre devido ao aumento da vazão mássica que passa pela turbina a gás, mas este aumento é menor do que a energia gerada, fazendo o custo total da produção de energia diminuir.

O custo exergético do produto dos geradores, que é a potência de saída, é o fator utilizado para o cálculo do custo de produção de energia da planta.  $\dot{C}_{G22}$  é o custo exergético dos gases que saem da chaminé. Com este dado é possível verificar que, ao aproveitar os gases na caldeira de recuperação, há uma extração de valor agregado nas partes anteriores para a geração do vapor e conseqüente geração de energia elétrica no gerador da turbina a vapor. Também pode-se perceber que com a utilização do resfriamento seu valor tem um aumento, que também é ocasionado pelo aumento no fluxo de gases, que nesta região da caldeira não possuem mais utilidade.

#### 4.4 ANÁLISE PARAMÉTRICA

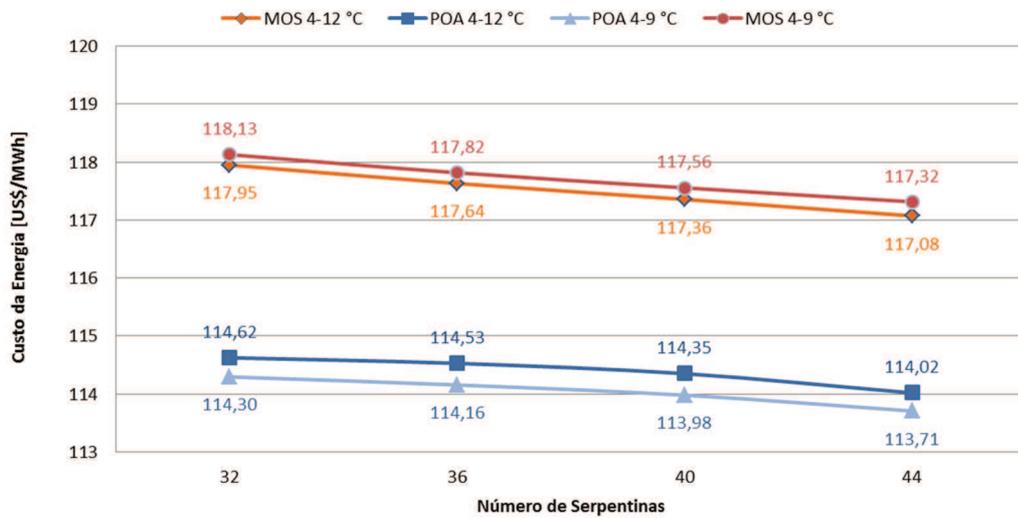
Visando verificar a influência dos principais fatores na seleção dos dois tipos de resfriamento foi realizada uma análise paramétrica para os dois métodos de resfriamento.

##### 4.4.1 Resfriamento por compressão mecânica

O resultado encontrado para o custo médio de energia utilizando o método de resfriamento por compressão mecânica de vapor pode ser verificado na Figura 4.9.

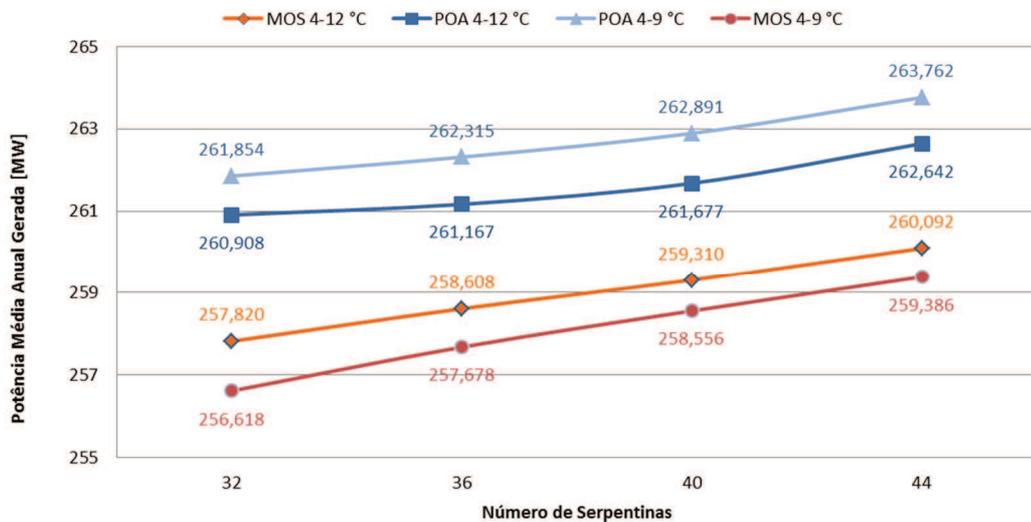
É possível observar na Figura 4.9 que ao aumentar o número de serpentinas há uma queda no preço unitário da energia, que se deve principalmente pelo aumento da capacidade de geração, ou seja, os custos de investimento são mais diluídos.

Figura 4.9 – Custo unitário médio anual da energia em função do número de serpentinas e  $\Delta T$  de água gelada do chiller



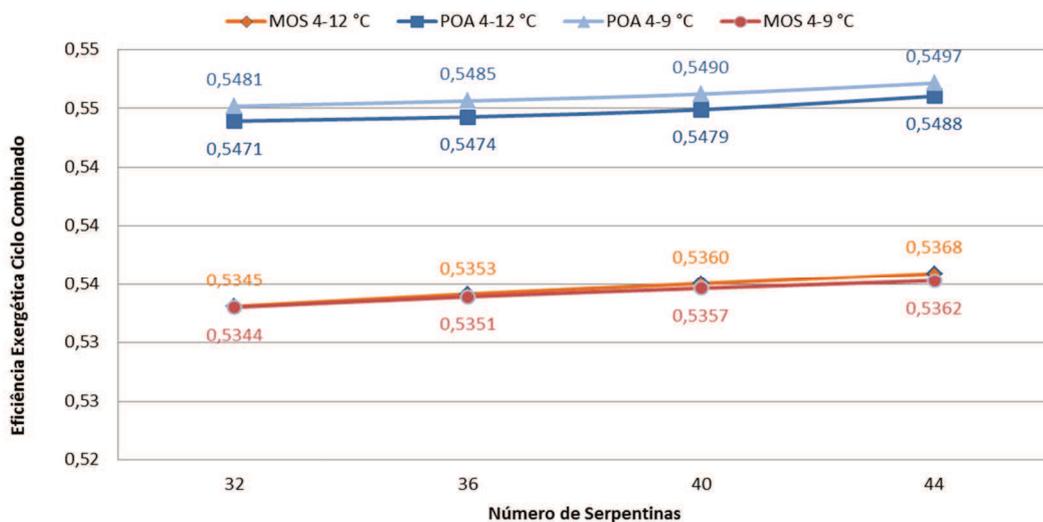
Em relação à diferença de temperatura de água gelada no chiller, é possível verificar que para Porto Alegre os melhores valores foram obtidos utilizando o chiller 4-9 °C. Já para Mossoró os melhores valores foram obtidos com o uso do chiller 4-12 °C. Essa diferença entre as duas localidades se deve pelo fato de Porto Alegre apresentar temperaturas mais amenas, ou seja, ao reduzir a temperatura de retorno e aumentar a vazão de água gelada da serpentina há um aumento na eficiência de troca térmica, gerada pela maior diferença entre a temperatura do ar e da água. Este efeito é mais significativo em cargas parciais, porque isso ocorre em temperaturas ambientes mais baixas e, portanto, a redução da temperatura média da água aumenta a diferença de temperatura entre o ar e a água, o que aumenta a capacidade de troca térmica da serpentina. Já em Mossoró, que possui temperatura ambiente mais elevada, esta troca térmica ocorre com maior facilidade, logo o chiller 4-12 °C tem uma melhor eficiência, devido as menores perdas de carga nas serpentinas e pelo fato de trabalhar com uma capacidade requerida mais próxima da nominal, mesmo em cargas parciais.

Figura 4.10 – Potência média anual gerada em função do número de serpentinas e  $\Delta T$  de água gelada do chiller



O comportamento da potência anual gerada na Figura 4.10 é análogo ao já mencionado para a Figura 4.9, onde o melhor resultado para Porto Alegre é na configuração de 44 serpentinas e chiller 4-9 °C e para Mossoró na configuração de 44 serpentinas e chiller 4-12°C. O aumento da potência gerada se deve a dois fatores: o primeiro é pela maior remoção de calor do ar e consequente aumento de sua massa específica, e o segundo é pela menor perda de carga do ar nas serpentinas. Isto ocorre em função da menor velocidade de face do ar na serpentina, como a área é maior, ocorre uma melhor distribuição do fluxo de ar.

Figura 4.11 – Eficiência exergética média anual do ciclo combinado em função do número de serpentinas e  $\Delta T$  de água gelada do chiller



Na Figura 4.11 pode-se observar um pequeno aumento na eficiência exergética em função do número de serpentinas e, como citado, pela maior vazão de água do chiller. Este aumento na eficiência exergética se deve principalmente as menores temperaturas de entrada para o compressor e seu menor trabalho específico e ao aumento de eficiência da câmara de combustão, conforme explicado anteriormente.

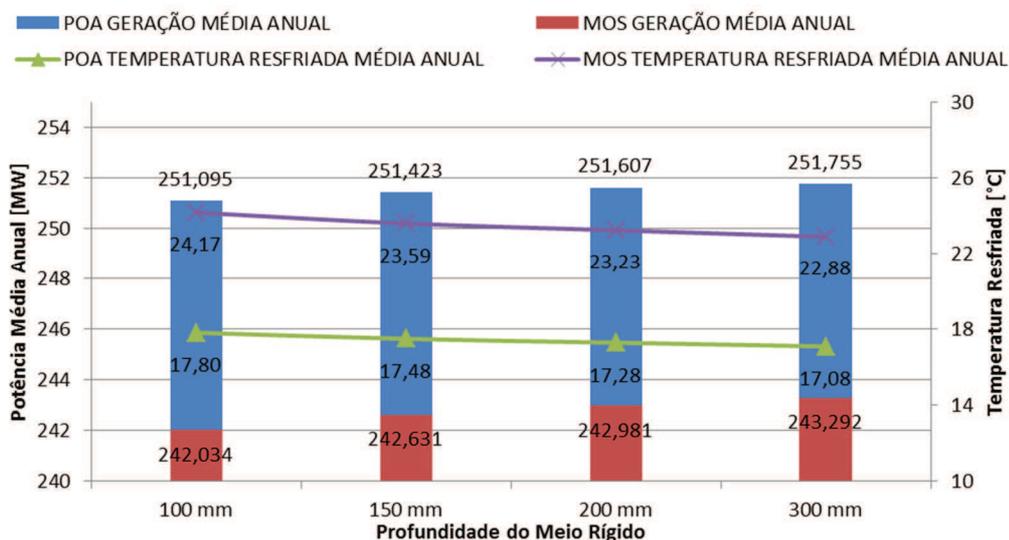
#### 4.4.2 Resfriamento Evaporativo

A análise paramétrica do meio evaporativo está diretamente associada com o meio rígido. Sua efetividade de resfriamento está relacionada com a capacidade de interação entre água e ar que, de acordo com Munters (2009), depende da profundidade do meio. Outro fator a ser analisado é a perda de carga do ar ao passar pelo meio rígido, que também é relacionado com a profundidade do meio.

Para isso, foi realizada uma análise paramétrica visando identificar qual profundidade do meio rígido disponível no mercado proporciona o melhor comportamento. Foram aplicados 4 tamanhos do meio rígido Celdek 7060-15, do fabricante Munters, com profundidades de 100, 150, 200, e 300 mm. O objetivo é avaliar se a queda da temperatura de bulbo seco proporciona um ganho maior na potência gerada do que as perdas causadas pela queda de pressão do ar ao passar pelo meio rígido.

A Figura 4.12 mostra o comportamento do sistema, onde foram calculadas as 8760 h para cada localidade.

Figura 4.12 – Comportamento da potência da planta e temperatura de entrada do ar no compressor em função da profundidade do meio rígido

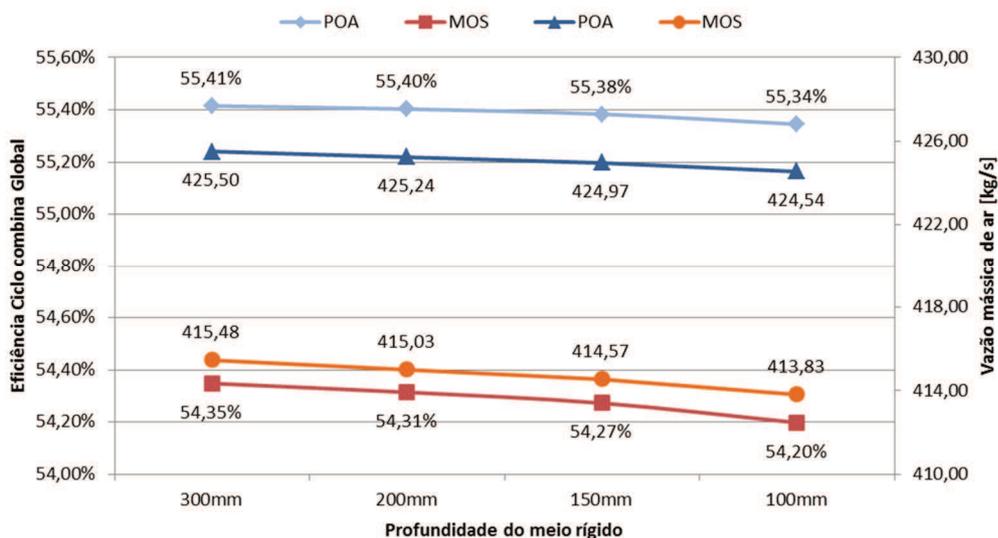


É possível verificar que os dois parâmetros, potência média anual e temperatura de entrada do compressor, apresentam um resultado melhor com o aumento da profundidade do meio rígido. O aumento da efetividade, gerada pela maior profundidade, faz com que a TBS na saída do meio de resfriamento seja menor, ou seja, mais próxima da TBU, fato este que implica no aumento da vazão mássica de ar para o compressor, pois ao ficar próximo da condição de saturação o ar possui uma massa específica maior.

Analisando o comportamento do gráfico, é possível notar que tanto a queda na TBS quanto a potência gerada apresentam melhores resultados para Mossoró do que em Porto Alegre. Isto ocorre pelo fator climático, já que Mossoró apresenta uma depressão da TBS para TBU maior que Porto Alegre ao longo do ano, como foi verificado no fator GHRE. Com isso, a possibilidade de ganho ao aumentar a efetividade do meio de resfriamento evaporativo é maior para Mossoró.

Na Figura 4.13 pode-se perceber o comportamento da eficiência do ciclo combinado e a vazão mássica de ar.

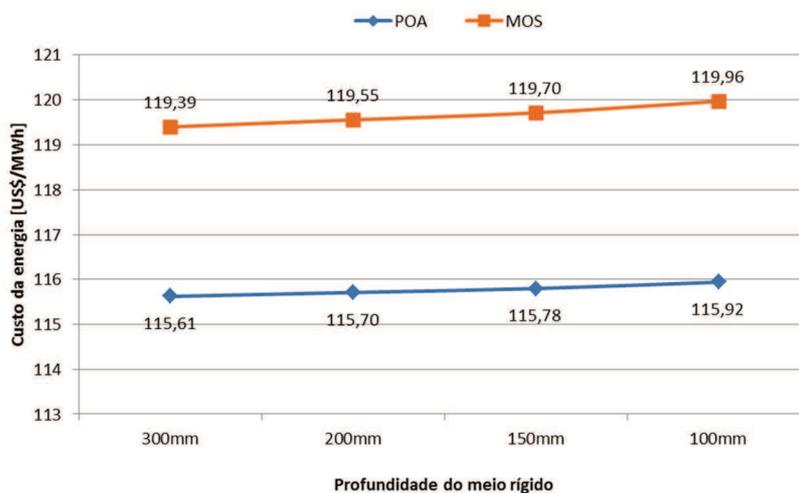
Figura 4.13 – Eficiência do ciclo combinado e vazão mássica de ar em função da profundidade do meio rígido



Assim como os demais fatores, a eficiência do ciclo também aumenta com a profundidade do meio rígido, como já citado anteriormente, isto é em decorrência do menor trabalho específico do compressor. Como se pode observar na Figura 4.13 a vazão mássica aumenta com o aumento da profundidade do meio, logo, a potência gerada também é influenciada.

Na Figura 4.14 serão apresentados os valores unitários do custo de energia.

Figura 4.14 – Custo unitário médio da geração de energia em função da profundidade do meio rígido



É possível notar que o preço unitário da geração de energia tem um decréscimo com o aumento da profundidade do meio rígido, o que é explicado pelos fatores mostrados anteriormente, já que há uma maior capacidade de geração e também uma eficiência maior ao utilizar o meio rígido com maior profundidade.

## 5 CONCLUSÃO

Neste trabalho foram apresentadas duas opções de resfriamento do ar de entrada para um ciclo combinado de geração elétrica, simulados para um ano típico, para duas localidades com climas diferentes, Porto Alegre, RS e Mossoró, RN. Foram feitos, dentro de cada opção, análises de parâmetros e de opções disponíveis no mercado para melhor desempenho da planta.

Ao adicionar o resfriamento na entrada do compressor da turbina a gás, percebe-se de maneira geral uma melhora nos parâmetros propostos: capacidade de geração, eficiência exergética e custo unitário da energia gerada. Resultado bastante amparado pela literatura disponível, conforme Boyce (2012), Kehlholfer et al. (1999), Çengel e Boles (2004), dentre outros.

Através do uso de dados reais para a modelagem e simulação do ciclo, obtendo valores muito próximos das condições de operação da planta, e buscando opções disponíveis no mercado para os sistemas de resfriamento pode-se afirmar que este trabalho se aproximou de situações realmente encontradas na indústria de geração termelétrica. O contato com fornecedores possibilitou o uso de dados confiáveis e melhorou a precisão do modelo, traduzindo de forma mais realista o seu comportamento.

Um fator identificado, com grande relevância, é que, mesmo com a grande diferença entre os fatores graus hora e entalpia hora de resfriamento das duas cidades, o dimensionamento do sistema de resfriamento foi o mesmo, pois mesmo com clima ameno na maior parte do ano, Porto Alegre apresenta temperaturas de pico maiores que as encontradas em Mossoró no verão.

Nos resultados encontrados em condição normal, sem adição de resfriamento, verificou-se uma maior capacidade de geração média anual para a cidade de Porto Alegre que alcançou o valor de 249,844 MWmédios para o ano típico, enquanto em Mossoró esse valor chegou a 239,703 MWmédios, resultado explicado pelo fator climático.

Ao adicionar o resfriamento evaporativo houve uma melhora na capacidade de geração. Em Porto Alegre o resultado foi de 252,092 MWmédios no ano, um aumento de 0,9%, já em Mossoró esse valor foi de 243,308 MWmédios, que corresponde a 1,5%. Quanto à eficiência exergética, o aumento em Porto Alegre foi de 0,5%, saindo de 54,63% para 54,91%, e em Mossoró de 0,8%, saindo de 53,30% para 53,73%. O custo unitário de produção de energia também teve um resultado interessante saindo de US\$ 120,13/MWh para US\$ 114,88/MWh em Porto Alegre e de US\$ 121,17/MWh para US\$ 118,6/MWh em Mossoró.

Com o uso do resfriamento evaporativo há uma melhora nos parâmetros citados, foi possível identificar que se este método é uma opção com menor investimento inicial, cerca de US\$270.000,00, e que possui apenas uma bomba e um reservatório como equipamentos auxiliares, o que torna a complexidade do sistema baixa. Um fator negativo para este sistema é a dependência direta das condições ambientais para seu melhor desempenho, notado principalmente em Porto Alegre, que possui umidade relativa média ambiente mais elevada.

Nas melhores configurações da planta para o resfriamento por compressão mecânica de vapor a capacidade média anual de potência gerada aumentou para 263,767 MW médios em Porto Alegre, o que representa um ganho de 5,6%, e para Mossoró o aumento foi de 8,5%, atingindo uma potência média anual de 260,091 MW médios. A eficiência exergética aumentou de 54,63 % para 54,97% em Porto Alegre e de 53,30 % para 53,68% em Mossoró, representando ganhos de 0,6% e de 0,7% respectivamente. O custo unitário de produção de energia reduziu de US\$ 120,13/MWh para US\$ 113,71/MWh em Porto Alegre e de US\$ 121,17/MWh para US\$ 117,08/MWh em Mossoró.

O sistema de resfriamento por compressão mecânica mostrou resultados ainda mais interessantes e, apesar do alto investimento inicial, cerca de US\$10.160.000,00, sua potência média anual é maior, resultando em um valor unitário da energia menor. Isto se deve ao fato do sistema sofrer pouca influência das condições ambientais, garantindo ganhos maiores e mais uniformes ao longo do ano. Vale ressaltar também que sua complexidade de operação é mais elevada, quando comparada ao método evaporativo, devido ao maior número de equipamentos instalados.

Através da análise paramétrica foi possível identificar a influência das principais variáveis na escolha da configuração de um sistema de resfriamento, onde ficou claro que no resfriamento evaporativo a profundidade do meio rígido influencia no resultado da planta, sendo a melhor alternativa o meio com profundidade de 300 mm. No sistema de resfriamento por compressão mecânica de vapor também ficou evidente a influência do número de serpentinas instaladas na casa de filtros da turbina a gás, onde o melhor número foi o de 44 serpentinas. Quanto ao chiller, os dois modelos apresentaram características interessantes relacionadas com o clima de cada região, portanto a configuração do resfriamento das duas cidades foi diferente, Porto Alegre com o chiller 4-9 °C e Mossoró com o chiller 4-12 °C.

Os resultados encontrados neste trabalho mostram que a melhor opção para as duas localidades é o uso do resfriamento por compressão mecânica de vapor pois, apesar do custo maior de aquisição, seus benefícios econômicos para a planta compensam.

É importante uma avaliação dos equipamentos disponíveis no mercado, e também associá-los as características da planta, como localização, clima, resultado esperado, por exemplo, melhor eficiência ou melhor custo, isto pode ser feito através de uma análise paramétrica.

Sugere-se para trabalhos futuros verificar a viabilidade do uso de energia solar fotovoltaica como fonte auxiliar de alimentação para o sistema de resfriamento, buscando conciliar o pico de geração de energia solar com o pico de demanda do sistema de resfriamento.

## REFERÊNCIAS

ANTONIOLLI, João Carlos; CARASAI, Robinson. **Dados Para Simulação de Chiller**. E-mail recebido por <nano\_r221@hotmail.com e Prwander@unisinos.br> em 22 de outubro de 2018. **Engenharia de Aplicação Johnson Controls**. Canoas, RS. 2018.

ASHRAE. **ASHRAE Handbook 2009 Fundamentals**. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, v. 111, 2001.

ASHRAE. **Method of testing direct evaporative air coolers**. ASHRAE Standard, n. 133–2008, p. 1–20, 2008.

ASHRAE. **Ventilating and Air-Conditioning Systems and Equipment (SI Edition)**. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, p. 25.9–25.10, 2008.

Banco Central do Brasil. Conversão de moedas. 2018. Disponível em: <<https://www4.bcb.gov.br/pec/conversao/conversao.asp>> . Acesso em setembro de 2018.

BEJAN, Adrian; TSATSARONIS, George; MORAN, Michael J. **Thermal design and optimization**. New York: John Wiley & Sons, 1996. xv, 542 p.

BESHKANI, A.; HOSSEINI, R. Numerical modeling of rigid media evaporative cooler. **Applied Thermal Engineering**. V. 26, p. 636–643. 2006.

BIRD, J.; GRABE, W. Humidity effects on gas turbine performance. In: **ASME 1991 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition**. American Society of Mechanical Engineers, p. V002T02A025–V002T02A025. 1991. Disponível em: <<http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=2196896>> Acesso em Janeiro de 2019.

BOYCE, Meherwan P. **Handbook for cogeneration and combined cyclepower plants**. 2. Ed. New York, ASME, 2010.

BOYCE, Meherwan P. **Gas Turbine Engineering Handbook**. 4.ed. Unites States. Elsevier; 2012.

BUCK, A. L. New Equations for Computing Vapor Pressure and Enhancement Factor. **Journal of Applied Meteorology**, v. 20, n. 12, p. 1527–1532, 1981.

CARVALHO JÚNIOR, Manoel Lélío Martins de. **Resfriamento de ar de entrada em turbina a gás no parque gerador elétrico brasileiro**. Universidade de São Paulo. Programa de Pós-Graduação em Energia.. São Paulo, 2012. Tese doutorado. Disponível em: <<http://www.teses.usp.br>> Acesso em fevereiro de 2018.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. McGraw-Hill, 2004.

CHACARTEGUI, R.; JIMÉNEZ-ESPADAFOR, F.; SÁNCHEZ, D.; SÁNCHEZ, T.. Analysis of combustion turbine inlet air cooling systems applied to an operating cogeneration power plant. **Energy Conversion and Management**, 2008.

CHAKER, Mustapha; CYRUS, B.; MEE III, Thomas; NICHOLSON, Alex. Inlet Fogging of Gas Turbine Engines Detailed Climatic Analysis of Gas Turbine Evaporation Cooling Potential in the USA. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**. V. 125, p. 300-309, 2003.

CHAPRA, S. C.; CANALE, R. P. **Numerical methods for engineers**. McGraw-Hill Education, 2 Penn Plaza, New York, NY. 7ª ed., 970 p. 2015.

DE LUCIA, M.; LANFRANCHI, C.; BOGGIO, V. Benefits of Compressor Inlet Air Cooling for Gas Turbine Cogeneration Plants. Volume 4: Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration. **ASME 1995 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition**. 1995. Disponível em:  
<<http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=2130410&resultClick=1>>

DONALDSON. **Cooling Inlet Air Improves Turbine Output: Choose Evaporative Cooler or Chiller Coils to Create Higher Mass-Flow Rate**. GTS -302 rev. 6. 2005. Disponível em <<https://www3.donaldson.com/en/gasturbine/support/datalibrary/000586.pdf> >. Acesso em março de 2018.

EDGAR, Thomas F.; HIMMELBLAU, David. M. **Optimization of Chemical Processes**. McGraw-Hill Science/Engineering/Math; Edição: 2, 672 p. 2001.

EHYAEI, M. A.; TAHANI, M.; AHMADI, P.; ESFANDIARI, M. Optimization of fog inlet air cooling system for combined cycle power plants using genetic algorithm. **Applied Thermal Engineering**, v. 76, p. 449-461. 2015.

EIA, U.S. Energy Information Administration. **Capital Cost Estimates for Utility Scale Electricity Generating Plants**. U.S. Department of Energy. Washington, USA. 2016.

ESMAP, Energy Sector Management Assistance Program. “Study of Equipment Prices in the Power Sector. ESMAP Technical Paper 122/09. 121 p. 2009.

EPE, Empresa de Pesquisa Energética. **Balanco Energético nacional 2017: Ano base 2016, Relatório Síntese**. Empresa de Pesquisa Energética - Rio de Janeiro: EPE, 292 p. 2017

EPE, Empresa de Pesquisa Energética. **Balanco Energético nacional 2018: Ano base 2017, Relatório Final**. Empresa de Pesquisa Energética - Rio de Janeiro: EPE, 292 p. 2018

GARETA, R.; ROMEO, L. M.; GIL, A. Methodology for the economic evaluation of gas turbine air cooling systems in combined cycle applications. **Energy**, 2004.

GE, General Electric Oil & Gas. “Inlet Air Cooling”, Folder, Florence (Italy): GE. 2008

GE, General Electric Power Systems. “Manual de treinamento de operação de turbo-gerador a gás”, Schenectady (EUA): GE. 2003.

GOMES, Christian Marquezini. **Análise termodinâmica, exérgica e termoeconômica de uma instalação termelétrica em ciclo combinado, com cogeração de vapor**. Campinas, SP. Dissertação mestrado. UNICAMP. 2001.

GTW Handbook. Gas turbine world handbook. Gas Turbine World, Fairfield, CT, v.28. 2010. Disponível em: <[http://www.turbineinletcooling.org./resources/GTWHB2010\\_TIC.pdf](http://www.turbineinletcooling.org./resources/GTWHB2010_TIC.pdf)>. Acesso em setembro de 2018.

GUARINELLO JÚNIOR, Flávio Fernando. **Análise termodinâmica de ciclo combinado operando fora das condições de projeto**. Tese Doutorado. Campinas, SP, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 239 p. 2012.

HAMBY, D. M. A review of techniques for parameter sensitivity analysis of environmental models. **Environmental Monitoring and Assessment**. V. 32, 135–154. 1994.

HOSSEINI, R.; BESHKANI, A.; SOLTANI, M. Performance improvement of gas turbines of Fars (Iran) combined cycle power plant by intake air cooling using a media evaporative cooler. **Energy Conversion and Management**. V. 48, p. 1055–1064. 2007.

HYLAND, R. W.; WEXLER, A. W. Formulations for the thermodynamic properties of the saturated phases of H<sub>2</sub>O from 173.15 K to 473.15 K. **ASHRAE Transactions**, v. 89, n. 2A, p. 500–519, 1983.

IBGE, Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. “Mapa de clima do Brasil”. Rio de Janeiro. 2016. Disponível em: <[https://atlascolar.ibge.gov.br/images/atlas/mapas\\_brasil/brasil\\_clima.pdf](https://atlascolar.ibge.gov.br/images/atlas/mapas_brasil/brasil_clima.pdf)>. Acesso em março de 2018.

INCROPERA, P. F.; DEWITT, D. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6ta. Edição. Editora LTC: Rio de Janeiro, 2008.

INMET, Instituto Nacional de Meteorologia. “**Banco de Dados histórico INMET**”. 2018. <<http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=bdmep/bdmep>>. Acesso em fevereiro de 2018.

JAfARIAN, H.; SAYYAADI, H.; TORABI, F. Modeling and optimization of dew-point evaporative coolers based on a developed GMDH-type neural network. **Energy Conversion and Management**, 2017.

JOHNSON, R. S. The Theory and Operation of Evaporative Coolers For Industrial Gas Turbine Installations. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, 1989.

JOHNSON CONTROLS. **YKR2R4K4-DHG chiller performance data sheet**. 2018a.

JOHNSON CONTROLS. **YKR1R5K4-DHG chiller performance data sheet**. 2018b.

JOHNSON CONTROLS. **Programa de seleção E-clima**. Versão 9. 2018c.

JOLLY, S.; SHEPHERD, D. W.; NITZKEN, J. A. Inlet Air Cooling for a Frame 7 EA Based Combined Cycle Power Plant. **Power-Gen International**. Las Vegas, Nevada. USA. [s.n.]. 1997

JONSSON, M.; YAN, J. Humidified gas turbines - A review of proposed and implemented cycles. **Energy**, 2005.

- KARAALÍ, R.; ÖZTÜRK, İT. Effects of ambient conditions on performance of gas turbine cogeneration cycles. **Journal of Thermal Science & Technology**. 37, 1, 93-102, June 2017. ISSN: 13003615.
- KEHLHOFER, R. H.; Warner, J.; Nielsen, H.; Bachmann, R. **Combined Cycle Gas-Steam Turbine Power Plants**. Ed. Pennwell, USA, 1999. 288 p.
- KORESE, J. K.; HENSEL, O. Experimental evaluation of bulk charcoal pad configuration on evaporative cooling effectiveness. **Agricultural Engineering International: CIGR Journal**, 2016.
- KOTAS, T. J. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**. Malabar, Florida:Krieger. 328p. 1995.
- LEFEBVRE, Arthur H.; BALLAL, Dilip R. **Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions**. 3<sup>a</sup> ed, CRC Press, USA, 558 p. 2010.
- LORA, Electro E. S.; NASCIMENTO, Marco A. R. do. **GERAÇÃO TERMELÉTRICA – Planejamento, Projeto e Operação – Volume 1**, Rio de Janeiro: Interciência, 2004.
- LORA, Electro E. S.; ARRIETA, Felipe Ponce. Operação das CTEs de ciclo combinado: influência das condições ambientais. In: ENCIT, 2002, Caxambú - MG. **Encontro Nacional de Ciências Térmicas**, 2002.
- MADESSA, H. B.; TORGER, B.; BYE, P. F.; ERLEND, A. Parametric Study of a Vertically Configured Ground Source Heat Pump System. **Energy Procedia**, V. 111, p. 1040-1049. 2017.
- MODESTO, M. **Repotenciamento em sistemas de geração de potência na indústria siderúrgica utilizando análise termoeconômica**. Tese de Doutorado, Departamento de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, 246p. 2004.
- MOLINARO, M. **Exergy and Parametric Analysis: Methods and Concepts for a Sustainable Built Environment**. Tese de Doutorado, The Royal Institute of Technology, Department of Civil and Architectural Engineering, Division of Building Technology, Kungliga Tekniska Högskolan. Estocolmo, Suécia. 2012.
- MHPS, Mitsubishi Hitachi Power Systems. Gas Turbines M501J Series. 2018. Disponível em : <http://www.mhps.com/products/gasturbines/lineup/m501j/index.html>>. Acesso em agosto de 2018.
- MOHAPATRA, A. K. Analysis of parameters affecting the performance of gas turbines and combined cycle plants with vapor absorption inlet air cooling. **International Journal of Energy Research**, v. 38, n. 2, p. 223–240, 2014.
- MOHAPATRA, A. K.; SANJAY. Analytical Investigation of Parameters Affecting the Performance of Cooled Gas Turbine Cycle with Evaporative Cooling of Inlet Air. **Arabian Journal for Science and Engineering**, v. 38, n. 6, p. 1587–1597, 2013.
- MUNTERS. **Celdek 7060-15 evaporative cooling pad data sheet**. 2009, Disponível em:<<http://www.munters.com>>. Acesso em setembro de 2018.

MUNTERS. **Turbodek evaporative media product data sheet**. 2015, Disponível em: <<http://www.munters.com>>. Acesso em junho de 2018.

MUANGNOI, T.; ASVAPOOSITKUL, W.; WONGWISES, S. Effects of inlet relative humidity and inlet temperature on the performance of counterflow wet cooling tower based on exergy analysis. **Energy Conversion and Management**, v. 49, p. 2795–2800, 2008.

NAJJAR, Y. S. H.; ABUBAKER, A. M. Thermoeconomic analysis and optimization of a novel inlet air cooling system with gas turbine engines using cascaded waste-heat recovery. **Energy**, 2017.

ONS, Operador Nacional Do Sistema Elétrico, 2019. **Histórico da operação: Gráfico de geração**. Rio de Janeiro, RJ. 2019 <[http://www.ons.org.br/Paginas/resultados-da-operacao/historico-da-operacao/geracao\\_energia.aspx](http://www.ons.org.br/Paginas/resultados-da-operacao/historico-da-operacao/geracao_energia.aspx)>. Acesso em abril de 2019.

PETROBRAS. Fórmulas de Conversão: Conversão de preços para o Gas Natural. 2018. Disponível em: <<http://www.investidorpetrobras.com.br/pt/destaques-operacionais/precos-e-custos>> Acesso em setembro de 2018.

PETROBRAS. Preços e Custos : Preços do Diesel e gasolina. 2018b. Disponível em: <<http://www.investidorpetrobras.com.br/pt/destaques-operacionais/precos-e-custos>> Acesso em setembro de 2018.

REYHANIA, Majid Rezazadeh; ALIZADEHB, Mohammad; FATHIC, Alireza; KHALEDID, Hiwa. Turbine blade temperature calculation and life estimation – a sensitivity analysis. *Propulsion and Power Research*. Iran. 2013, pg 148–161

RODRIGUES, F.; WANDER, P. R. . Performance analysis of a combined cycle for electricity generation with gas turbine compressor inlet air cooling. In: **ENCIT 2016 - Encontro Nacional de Ciências Térmicas**, 2016, Vitória. Proceedings of the 16th Brazilian Congress of thermal Sciences and Engineering. Vitória: ABCM, 2016. v. 1. p. 1-9.

SA, Ashley De; ZUBAIDY ,Sarim Al. Gas turbine performance at varying ambient temperature, **Applied Thermal Engineering**, vol. 31, 14–15, Outubro 2011, pg 2735–2739.

SANAYE, S.; FARDAD, A.; MOSTAKHDEMI, M. Thermoeconomic optimization of an ice thermal storage system for gas turbine inlet cooling. **Energy**, 2011.

SARAVANAMUTTOO, H. I. H; ROGERS, G.F.C.; COHEN, H.; STRAZNICKY, PV. **Gas turbine theory**. 6th ed. Harlow: Pearson Education, 2009. 590 p.

SHIRAZI, A.; NAJAFI, B.; AMINYAVARI, M.; RINALDI, F.; TAYLOR, R. Thermal-economic-environmental analysis and multi-objective optimization of an ice thermal energy storage system for gas turbine cycle inlet air cooling. *Energy*, v. 69, p. 212-226. 2014.

SIEMENS. “Siemens estabelece novo recorde mundial de desempenho e eficiência na usina em Düsseldorf”. Siemens Imprensa. 2016. Disponível em: <<https://w3.siemens.com.br/home/br/pt/cc/imprensa/pages/siemens-estabelece-novo-recorde-mundial-de-desempenho-e-eficiencia-na-usina-em-dusseldorf-.aspx>>. Acesso em maio de 2018.

SIEMENS. Manual do Fabricante da Turbina SST900-RH. 2010.

STELLAR-ENERGY. **Turbine Inlet Air Chilling**. TIAC solutions, 2012, USA. Disponível em: <<http://www.stellar-energy.net/media/18901/TIAC%20Solutions.pdf>> Acesso em Abril de 2018.

TSATSARONIS, G. Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 19, p. 227-257. 1993.

WILKS, D. S. **Statistical Methods in the Atmospheric Sciences**. International Geophysics Series. 2a. Edição, Estados Unidos da América, Academic Press, v. 91, 2006. 627 p.

## ANEXO 1 – FOLHA DE DADOS CHILLER 4-9 °C



**Project:**  
**Unit Tag:**  
**Engineer:**  
**Customer:**

**Rating Program:** LTC v1\_183.idd  
**Software Version:** YW 18.06a  
**Date:** 12/26/18 14:10:50

### SALES REPORT

Unit Specifications			
Model	YKR1RSK4-DHG	Gear Code	P2
Rated Net Capacity (kW)	7034	Specified Net Capacity (kW)	7034
NPLV/IP (COP.R)	7.846	Refrigerant Type/Charge (kg)	R-134a/1522
Full Load (COP.R)	5.009	A-Weighted SPL (dBA)	84.5
Input Power (kW)	1404	Max Motor Load (kW)	1359
Voltage / Hz (Input)	4160 / 60.0	Oil Cooler	Refrig cir
Job FLA (Amps)	199	Condenser Gas Inlet Type	Diffuser
LRA (Amps)	1485	OptiSound Control	Y
Min Circuit Ampacity	245	Isolation Valve	Y
Max Circuit Breaker Amps	400	Variable Oriflce	VALVE:5
		Starter Type	VSD w/ Filter
		Starter Model	MVVSD1750RK-84

	Evaporator	Condenser
Fluid	Water*	Water*
Tube MTI No.	656*	266* / 471
Passes	2*	2*
Fouling Factor (m <sup>2</sup> ·°C)/kW)	0.01751*	0.04403*
Entering Fluid Temp (°C)	9.00	30.00*
Leaving Fluid Temp (°C)	4.00*	37.00
Fluid Flow (L/s)	334.9*	285.1*
Fluid Pressure Drop (kPa H2O)	93.6	41.1

(\*) Designates User Specified Input

Certified in accordance with the AHRI Water-Cooled Water Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using Vapor Compression Cycle Certification Program, which is based on AHRI Standard 550/590 (H-P) and AHRI Standard 551/591 (S). Certified units may be found in the AHRI Directory at [www.ahridirectory.org](http://www.ahridirectory.org).  
 Compliant with ASHRAE 90.1 - 2004.  
 Compliant with ASHRAE 90.1 - 2007.  
 Compliant with ASHRAE 90.1 - 2010.  
 Compliant with ASHRAE 90.1 - 2013.  
 Compliant with ASHRAE 90.1 - 2016.

Compliant with the requirements of the LEED Energy and Atmosphere Enhanced Refrigerant Management Credit (EAc4).

Materials and construction per mechanical specifications - Form 160.75-EG1.  
 Auxiliary components included in total kW - oil pump & heater, chiller controls.





**Project:**  
**Unit Tag:**  
**Engineer:**  
**Customer:**

**Rating Program:** LTC v1\_183.Jdd  
**Software Version:** YW 18.06a  
**Date:** 12/26/18 14:10:50

CEFT (°C)	Partload Data (Minimum Condenser Water Temperature)									
	% LOAD									
	100%	90%	80%	70%	60%	50%	40%	30%	20%	15%
30.00*	5.009	5.213	5.303	5.312	5.248	5.094	5.143	4.862	4.253	3.703
27.00*	5.598	5.851	5.986	6.017	5.947	5.769	5.460	5.521	4.847	4.239
24.00*	6.283	6.604	6.780	6.893	6.805	6.656	6.347	6.333	5.571	4.886
21.00*	7.092	7.433	7.707	7.926	7.986	7.792	7.441	6.815	6.406	5.624
18.00*	7.976	8.456	8.861	9.166	9.300	9.211	8.747	7.990	7.375	6.450
17.50*	8.145	8.645	9.067	9.390	9.544	9.471	8.987	8.189	7.558	6.623
17.00*	8.319	8.838	9.276	9.619	9.795	9.736	9.232	8.355	7.779	6.834
16.50*	8.499	9.032	9.487	9.854	10.05	10.01	9.482	8.605	8.031	7.059
16.00*	8.682	9.228	9.702	10.10	10.32	10.29	10.08	8.944	8.298	7.292
15.50*	8.868	9.427	9.923	10.35	10.60	10.58	10.40	9.346	8.003	7.528
15.00*	9.057	9.630	10.15	10.61	10.88	10.87	10.75	9.781	8.340	7.687
14.50*	9.247	9.837	10.39	10.87	11.17	11.19	11.13	10.22	8.609	7.843
14.00*	9.436	10.05	10.64	11.15	11.48	11.53	11.55	10.63	8.866	7.996
13.50*	9.626	10.27	10.90	11.43	11.80	11.92	11.74	10.95	9.113	8.147
13.00*	9.819	10.49	11.16	11.78	12.14	12.34	12.18	11.26	9.351	8.247
12.50*	10.01	10.72	11.44	12.09	12.49	12.79	12.55	11.56	9.580	8.392
12.00*	10.21	10.96	11.73	12.43	12.88	13.26	12.91	11.86	9.802	8.288
11.50*	10.41	11.21	12.04	12.78	13.29	13.56	13.26	12.06	10.02	8.453
11.00*	10.62	11.46	12.36	13.15	13.71	13.98	13.52	12.34	10.15	8.551
10.50*	10.84	11.73	12.69	13.55	14.14	14.34	13.86	12.62	10.36	8.704

\*Values are in COP.R

Certified in accordance with the AHRI Water-Cooled Water Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using Vapor Compression Cycle Certification Program, which is based on AHRI Standard 550/590 (H-P) and AHRI Standard 551/591 (S). Certified units may be found in the AHRI Directory at [www.ahridirectory.org](http://www.ahridirectory.org).

Compliant with ASHRAE 90.1 - 2004.  
Compliant with ASHRAE 90.1 - 2007.  
Compliant with ASHRAE 90.1 - 2010.  
Compliant with ASHRAE 90.1 - 2013.  
Compliant with ASHRAE 90.1 - 2016.

Compliant with the requirements of the LEED Energy and Atmosphere Enhanced Refrigerant Management Credit (EAc4).

Materials and construction per mechanical specifications - Form 160.75-EG1.  
Auxiliary components included in total KW - oil pump & heater, chiller controls.



## ANEXO 2 – FOLHA DE DADOS CHILLER 4-12 °C



**Project:** Unisinos MEstrado  
**Unit Tag:** UR-01  
**Engineer:** RC  
**Customer:** Unisinos Mestrado

**Rating Program:** LTC v1\_181.1dd  
**Software Version:** YW 18.05  
**Date:** 10/19/18 16:33:26

### SALES REPORT

Unit Specifications			
Model	YKR2R4K4-DHG	Gear Code	PY
Rated Net Capacity (kW)	7034	Specified Net Capacity (kW)	7034
NPLV.IP (COP.R)	8.369	Refrigerant Type/Charge (kg)	134A/2087
Full Load (COP.R)	5.431	A-Weighted SPL (dBA)	84.5
Input Power (kW)	1299	Max Motor Load (kW)	1351
Voltage / Hz (Input)	4160 / 60.0	Oil Cooler	Refrig cir
		Condenser Gas Inlet Type	Diffuser
Job FLA (Amps)	183	OptiSound Control	Y
		Isolation Valve	Y
LRA (Amps)	1485	Variable Oriflow	VALVE:4
Min Circuit Ampacity	230	Starter Type	VSD w/ Filter
Max Circuit Breaker Amps	400	Starter Model	MVVSD1750RK-84

	Evaporator	Condenser
Fluid	Water*	Water*
Tube MTI No.	656*	266* / 260
Passes	2*	2*
Fouling Factor ((m <sup>2</sup> ·°C)/kW)	0.01761*	0.04403*
Entering Fluid Temp (°C)	12.00*	30.00*
Leaving Fluid Temp (°C)	4.00*	35.00*
Fluid Flow (L/s)	209.5	395.8
Fluid Pressure Drop (kPa H <sub>2</sub> O)	39.8	49.3

(\*) Designates User Specified Input

Certified in accordance with the AHRI Water-Cooled Water Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using Vapor Compression Cycle Certification Program, which is based on AHRI Standard 550/590 (I-P) and AHRI Standard 551/591 (SI). Certified units may be found in the AHRI Directory at [www.ahridirectory.org](http://www.ahridirectory.org).

Compliant with ASHRAE 90.1 - 2004.  
 Compliant with ASHRAE 90.1 - 2007.  
 Compliant with ASHRAE 90.1 - 2010.  
 Compliant with ASHRAE 90.1 - 2013.  
 Compliant with ASHRAE 90.1 - 2016.

Compliant with the requirements of the LEED Energy and Atmosphere Enhanced Refrigerant Management Credit (EA-c4).

Materials and construction per mechanical specifications - Form 160.75-EG1.  
 Auxiliary components included in total kW - oil pump & heater, chiller controls.





Project: Unishos MEstrado  
Unit Tag: UR-01  
Engineer: RC  
Customer: Unishos Mestrado

Rating Program: LTC v1\_181.1dd  
Software Version: YW 18.05  
Date: 10/19/18 16:33:26

CEFT (°C)	Partload Data (Minimum Condenser Water Temperature)									
	% LOAD									
	100%	90%	80%	70%	60%	50%	40%	30%	20%	15%
30.00*	5.431	5.624	5.697	5.675	5.564	5.355	5.336	5.003	4.224	3.647
27.00*	6.087	6.338	6.453	6.471	6.314	6.092	5.720	5.711	4.803	4.161
24.00*	6.868	7.141	7.308	7.418	7.383	7.092	6.690	6.557	5.519	4.797
21.00*	7.721	8.091	8.382	8.568	8.573	8.324	7.834	7.103	6.343	5.515
18.00*	8.760	9.223	9.607	9.896	9.999	9.836	9.194	8.286	7.296	6.320
17.50*	8.945	9.421	9.827	10.14	10.26	10.11	9.439	8.502	7.469	6.466
17.00*	9.133	9.623	10.05	10.39	10.53	10.39	10.05	8.759	7.664	7.002
16.50*	9.321	9.830	10.29	10.65	10.81	10.68	10.37	9.141	8.302	7.233
16.00*	9.510	10.04	10.54	10.92	11.10	10.99	10.72	9.559	7.973	7.435
15.50*	9.700	10.26	10.79	11.19	11.41	11.31	11.10	10.00	8.362	7.637
15.00*	9.892	10.48	11.06	11.53	11.72	11.68	11.52	10.40	8.631	7.794
14.50*	10.09	10.72	11.33	11.83	12.06	12.08	11.69	10.72	8.888	7.949
14.00*	10.29	10.95	11.62	12.15	12.41	12.51	12.18	11.04	9.136	8.101
13.50*	10.49	11.20	11.92	12.49	12.78	12.96	12.54	11.34	9.374	8.251
13.00*	10.70	11.46	12.24	12.85	13.19	13.29	12.82	11.64	9.605	8.350
12.50*	10.93	11.73	12.57	13.23	13.60	13.74	13.17	11.93	9.828	8.239
12.00*	11.17	12.02	12.92	13.62	14.03	14.11	13.52	12.21	9.970	8.407
11.50*	11.43	12.32	13.28	14.03	14.45	14.46	13.86	12.49	10.18	8.570
11.00*	11.70	12.63	13.67	14.44	14.94	14.81	14.10	12.77	10.39	8.665
10.50*	11.98	12.97	14.06	14.84	15.01	15.10	14.43	12.95	10.59	8.817

\*Values are in COP.R

Certified in accordance with the AHRI Water-Cooled Water Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using Vapor Compression Cycle Certification Program, which is based on AHRI Standard 550/590 (HP) and AHRI Standard 551/591 (SI). Certified units may be found in the AHRI Directory at [www.ahridirectory.org](http://www.ahridirectory.org).

Compliant with ASHRAE 90.1 - 2004.  
Compliant with ASHRAE 90.1 - 2007.  
Compliant with ASHRAE 90.1 - 2010.  
Compliant with ASHRAE 90.1 - 2013.  
Compliant with ASHRAE 90.1 - 2016.

Compliant with the requirements of the LEED Energy and Atmosphere Enhanced Refrigerant Management Credit (EAe4).



## ANEXO 3 – SELEÇÃO DA SERPENTINA E-CLIMA

Data: 13/02/2019 Hora: 18:22:57 Versão: 9.4



Tag	Qtd	Série	Modelo	Vazão Ar [m³/h]	Serpentina	FED (mmca)	Cliente	Obra
POA	1	G	YE 50	28672	SR 12FP1	0.0	Cliente Novo	POA

### Geral

Série : G  
 Modelo : YE 50  
 Pressão : = 101,0 kPa  
 Altura : = 0,00 m  
 Posição : Horizontal  
 Versão : Fluo

Tbu : = 3,9 °C  
 Ur : = 88,6 %  
 Velocidade Face : = 2,11 m/s  
 Dado Saída Fluido :  
 Temperatura : = 9,3 °C  
 Velocidade Fluido : = 1,55 m/s  
 Perda Carga Fluido : = 4,888 mca

### Códigos dos Módulos

Módulo Único YESKCPW  
 Módulo Ventilador YESKCPANXOP  
 Módulo Trocador YESKCPGSDPW

### Filtros - Conforme NBR 16101:2012

Filtro Grosso - G4 - 1" - Descartável (Padrão de fábrica)

Nota: O filtro G4 sempre é enviado no equipamento, porém quando não selecionado, não é considerado na Perda de Carga e deve ser descartado.

### Pesos dos Módulos

Trocador : = 621 kg  
 Ventilador : = 340 kg  
 Total : = 969 kg

### Resfriamento

Dado Entrada Ar  
 Vazão Volumétrica : = 0,0 m³/s  
 Tbu : = 20,0 °C  
 Ua : = 10,0 °C  
 Ur : = 82,7 %  
 Dado Entrada Fluido  
 Fluido : : Água  
 Teor : = 0,0 %  
 Vazão Volumétrica : = 10,8 L/s  
 Temperatura : = 8,0 °C  
 Dado Saída Ar  
 Ua : = 6,0 °C

### Serpentina Resfriamento

Tubo : 1/2" Cobre  
 Aleta : Alumínio  
 D int : = 12,45 mm  
 D exp : = 13,15 mm  
 Esp Tubo : = 0,25 mm  
 Esp Aleta : = 0,14 mm  
 PFI : = 12/pol  
 Área de Face : = 3,78 m²  
 Comprimento Alinhado : 3,33 m  
 Velocidade Face : = 2,11 m/s  
 Carga Térmica : = 297 kW  
 Calor Latente : = 152,1 kW  
 Calor Sensível : = 134 kW  
 F Incrustação : = 0,0160 m².K/W  
 Número Filas : = 9  
 Número Circuitos : = 76  
 Número Tubos : = 38  
 Conexão : = 2"

### Perdas de Carga Ar

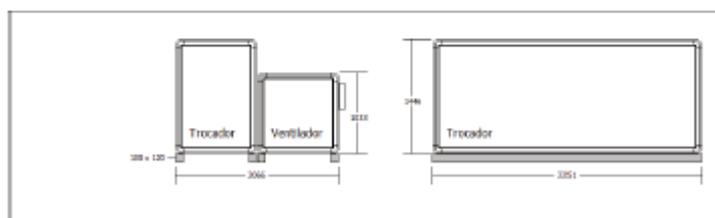
Trocador : = 0,2 kPa  
 Filtros : = 10,0 mmH2O  
 Esterna : = 0,0 mmH2O  
 Total : = 20,6 mmH2O

### Ventilador : Sirocco

Modelo : TDA-20/20-T2L  
 Rotação : = 661 rpm  
 Vel. Descarga : = 11,03 m/s  
 Motor : = 10,0 CV  
 Tipo Motor : IR3 - Premium  
 Frequência : 60 Hz

Tensão : 440 V  
 Número Polos Motor : 4  
 Acionamento : MX  
 Código : MX  
 Tipo de Polia Motora: RBG  
 Diâm. Polia Motora : 131 mm  
 Diâm. Polia Moviada : 350 mm

### Dimensões Principais : YE 50



## ANEXO 4 – ARTIGO ENCIT 2018

# ENCIT 2018



17th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering  
November 25th-29th, 2018, Águas de Lindóia, SP, Brazil

ENCIT-2018-0091

### PERFORMANCE ANALYSIS OF A COMBINED CYCLE FOR ELECTRICITY GENERATION WITH GAS TURBINE COMPRESSOR INLET AIR COOLING BY EVAPORATIVE COOLING

Fernando Rodrigues

Paulo Roberto Wander

Unisinos, 950 Unisinos Ave, São Leopoldo, 93022-750, Brazil

Fernandor0189@gmail.com

Fwander@unisinos.com

**Abstract.** Thermoelectric plants have gained increased attention in the last decades in Brazil. The increase in demand for electric power generation and the search for reliability in the energy sector contributed for it. They have more flexibility and possibility of installation near consumption areas, instead of the hydroelectric plants which have to be installed near a river or large places because of their reservoirs. Since they are a non-renewable source of electric generation, thermoelectric plants have to cause less environmental impacts as possible and so, a study of possible gains in electricity generation and efficiency in a combined cycle through the use of inlet air cooling system for the gas turbine compressor using an evaporative cooling method was performed in this work. The model utilized was previously validated by Rodrigues and Wander (2016) and was used as the base for this study. The cooling method designed was an evaporative cooling system applied in a TRN(Year Reference Year) for the metropolitan region of Porto Alegre, Rio Grande do Sul and Mossoró, Rio Grande do Norte, Brazil. The results show the influence of the inlet air cooling for an increase in electric power generation, and it is possible to see this influence specifically at summer months which have lower relative humidity than winter ones, that is a great point since the generation is prejudiced mainly at higher temperatures. The gains in Porto Alegre reached values of power generation increase up to 11.9 MW and Mossoró up to 11.5 MW. For the whole year the electric power generation had an increase of 17 GWh for Porto Alegre and 20 GWh for Mossoró, which had the highest increase with addition of evaporative cooling system, because of its climate. The Power Plant average efficiency had an increase of 1.4% for Mossoró and 0.7% for Porto Alegre.

**Keywords:** Gas Turbine, Combined Cycle, Energy, Thermal Systems

#### 1. INTRODUCTION

The water resource is abundant in Brazil, then the main source of electricity generation is hydropower, which, according to the National Energy Balance (ENE 2017) report, corresponded to 64.5% of the domestic electricity supply in 2016. But with technological developments, efficiency and thermal reliability increases, generation scenario in Brazil is changing gradually.

Since the 2000s, the growth of the thermoelectric participation in power generation is remarkable, according to the National System Operator (ONS, 2017) the average monthly thermal generation in 2017 was 9477.8 GWh, while in 2000 this figure was only 1252.57 GWh/month, indicating a growth of 617%. However, the hydroelectric generation grew by only 19.5% in the same period, ranging from 27965.56 GWh/month, in 2000, to 33421.67 GWh/month in 2017.

Because it is a non-renewable energy source, often the thermal energy becomes much more expensive compared to others. So, to extract the maximum performance in thermal power plants, project optimizations, improvements in equipment, materials, transmission lines are made and also the combination of different generation sources.

Being a country with a tropical climate, Brazil has high temperatures most part of the year, which ends up harming the thermodynamic cycle, as the efficiency and the energy generated by a gas turbine is directly influenced by the pressure, temperature and humidity in compressor air inlet. The temperature has the greatest influence on the energy generation, the higher the temperature the lower will be the generated power. (Carvalho Junior, 2012).

To enhance the power output it's necessary to increase the mass flow of air entering the compressor, which could be caused by a drop in inlet temperature and the consequent density increase. In this sense, as the air inlet temperature drops, compressor work decreases and so the net work and cycle efficiency increases. (Mohanram and Sanjay, 2013)

**ANEXO 5 - RESUMO EXPANDIDO CONSTRUCTAL LAW & SECOND LAW  
CONFERENCE 2019**

**Constructal Law & Second Law Conference 2019  
CLC 2019, Unisinos Porto Alegre (Brazil), 11-13  
March**

Exergetic analysis of gas turbine compressor inlet air cooling systems applied to a  
combined cycle for electricity generation  
F. Rodrigues <sup>a</sup>, P. R. Wander <sup>b</sup>

<sup>a</sup> Unisinos, 950 Unisinos Ave, São Leopoldo, 93022-750, Brazil, Fernandorodr89@gmail.com

<sup>b</sup> Unisinos, 950 Unisinos Ave, São Leopoldo, 93022-750, Brazil, Prwander@unisinos.com

---

**Abstract**

Brazilian thermoelectric plants have been at the highlights in the last decades because of the growing demand for thermoelectric energy, due to the lower levels that the reservoirs have reached because of climate. The thermoelectric plants that use a gas turbine as their main source of generation have a decrease in its performance due to high compressor inlet air temperature, which is explained by the gas turbine compressor constant volumetric capacity. The higher the air temperature, the lower the air density and hence lower will be the gas mass flow, which reduces the turbine power output. To improve this, it is necessary a cooling system at the gas turbine inlet, which could be an evaporative cooling or a mechanical vapor compression cooling. This paper proposes an exergetic analysis of two cooling systems applied to the air inlet of a gas turbine in a combined cycle plant to Porto Alegre, RS and Mossoró, RN, to evaluate the second law efficiency and the main exergy destruction in its components. The results, using mechanical vapor compression cooling, show gains in the second law efficiency up to 0,9%. The results of the evaporative cooling show an average increase in the second law efficiency up to 1.0%. The power generation increased up to 13.1% in Porto Alegre RS, this means a plant production increase of 30 MW. For Mossoró the power produced increased up to 29.8 MW, corresponding to 12.9% of the total capacity of the plant.

**Keywords:** Turbine Inlet Air Cooling, Combined Cycle, Exergy.

---

**1. Introduction**

Because the thermal energy isn't renewable, it's necessary to extract its maximum performance. This is only possible through studies like this, where the gains will be analysed with the addition of a gas turbine compressor inlet air cooling system.

**2. Literature review**

According to Boyce [1] a combined cycle plant uses the waste heat from the primary mover for steam production, which is used in a steam turbine for additional energy production. This is usually done by combining the Brayton Cycle, as the top cycle, and the Rankine Cycle, as the bottom cycle. He says that the thermal performance of a plant with this configuration can reach values close