



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SUELLEN CRISTINA SOUSA ALCÂNTARA

**ANÁLISE ENERGÉTICA E FINANCEIRA DE UM SISTEMA DE TRIGERAÇÃO DE
ENERGIA**

Recife
2019

SUELLEN CRISTINA SOUSA ALCÂNTARA

**ANÁLISE ENERGÉTICA E FINANCEIRA DE UM SISTEMA DE TRIGERAÇÃO DE
ENERGIA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Processos e sistemas térmicos.

Orientador: Prof. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa.

Coorientador: Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa.

Recife
2019

Catálogo na fonte
Bibliotecária Maria Luiza de Moura Ferreira, CRB-4 / 1469

- A347a Alcântara, Suellen Cristina Sousa.
Análise energética e financeira de um sistema de trigeriação de energia / Suellen Cristina Sousa Alcântara - 2019.
118 folhas, il., tabs., abr., sigl. e símb.
- Orientador: Prof. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa.
Coorientador: Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa.
- Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2019.
Inclui Referências.
1. Engenharia Mecânica. 2. Trigeriação de energia. 3. Gás natural. 4. Chiller de absorção. 5. Análise financeira. I. Ochoa Villa, Alvaro Antonio (Orientador). II. Costa, José Ângelo Peixoto da (Coorientador). III. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2019-118

SUELLEN CRISTINA SOUSA ALCÂNTARA

**ANÁLISE ENERGÉTICA E FINANCEIRA DE UM SISTEMA DE TRIGERAÇÃO DE
ENERGIA**

Dissertação apresentada ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Pernambuco,
como requisito parcial para a obtenção do
título de Mestre em Engenharia Mecânica

Aprovada em: 25 / 02 / 2019.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa (Orientador)
Instituto Federal de Pernambuco

Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa (Coorientador)
Instituto Federal de Pernambuco

Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Carlos Antonio Cabral dos Santos (Examinador Externo)
Universidade Federal da Paraíba

Dedico este trabalho a minha mãe, Maria Teresinha de Sousa Alcantara, que não mediu esforços para oferecer apoio, carinho e educação para suas filhas, sendo portanto a minha maior fonte de inspiração.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, pela força que me deu durante essa caminhada.

A todos os familiares, em especial minha mãe, Tetê, e minha irmã, Sara, pelo apoio incondicional e pelas palavras de apoio crucial nos momentos difíceis, amo muito vocês, obrigada por tudo.

A todos meus amigos que sempre me incentivaram e me ajudaram durante esta caminhada, em especial, Sthefanny, Edna, Carlos e Gabriel, que estiveram comigo em Recife, e me ajudaram bastante a vencer as dificuldades da vida longe de casa, agradeço também aqueles que mesmo distante fisicamente, se mantiveram sempre presentes. Obrigada pela compreensão e pelo apoio em todos os momentos.

Aos meus professores, por terem contribuído diretamente para o meu desenvolvimento profissional, especialmente ao Professor Dr. Alvaro Ochoa e ao Professo Dr. Ângelo Peixoto pelos conhecimentos transmitidos e pela assistência durante a realização desse trabalho.

À Capes pelo apoio financeiro.

A todos meu muito obrigada!

RESUMO

Este trabalho apresenta uma análise energética e financeira de um sistema de trigeração de energia, no qual é produzido eletricidade, vapor e água gelada de forma simultânea utilizando gás natural como fonte de insumo. Este estudo inclui também uma abrangente análise do comportamento do sistema para cargas parciais. O sistema é composto por um motor de combustão interna, um recuperador de calor compacto de fabricação nacional, um chiller de absorção de LiBr/H₂O para a produção de água gelada e uma caldeira de recuperação para a produção de vapor. A modelagem termodinâmica foi desenvolvida na plataforma computacional *Engineering Equations Solver* (EES[®] da F-chart), considerando os balanços globais de massa e energia. Nesse sistema, os gases de combustão acionam uma caldeira de recuperação e também acionam, através da utilização de um recuperador de calor, o chiller de absorção. A partir dos resultados obtidos pelo modelo desenvolvido, foi possível constatar que a eficiência global do sistema de trigeração aumenta significativamente ao incluir o chiller de absorção e caldeira de recuperação. Um estudo de caso, baseado nas demandas energéticas de uma indústria de sorvetes é apresentado nesta dissertação para a análise financeira do sistema. Foram desenvolvidos três cenários para a aplicação da cogeração ou trigeração na empresa, os mesmos foram analisados sobre a metodologia financeira de cálculo de retorno de investimento, utilizando como parâmetros, o valor presente líquido (VPL), a taxa interna de retorno (TIR) e o payback simples.

Palavras-chave: Trigeração de energia. Gás natural. Chiller de absorção. Análise financeira.

ABSTRACT

This paperwork presents an energy and financial analysis of an energy trigeneration system, in which electricity, steam and ice water are produced simultaneously using natural gas as source of input. This study also includes a comprehensive analysis of the behavior of the system for partial loads. The system consists of an internal combustion engine, a domestic heat recovery unit, a LiBr/H₂O absorption chiller for the production of ice water and a recovery boiler for the production of steam. The thermodynamic modeling was developed in the *Engineering Equations Solver* (EES® of F-chart) platform, considering the mass and energy global balances. In this system, the flue gases drive a recovery boiler and also, through the use of a heat recuperator, drive the absorption chiller. From the results obtained by the developed model, it was possible to verify that the overall efficiency of the trigeneration system increases significantly by including the absorption chiller and recovery boiler. A case study based on the energy demands of an ice cream industry is presented in this dissertation for the financial analysis of the system. Three scenarios were developed for the application of cogeneration or trigeneration in the company. They were analyzed on the financial methodology of calculation of return on investment, using as parameters the net present value (NPV), the internal rate of return (IRR) and the simple payback.

Keywords: Energy cooling. Natural gas. Absorption chiller. Financial analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	-	Esquema simples do ciclo de refrigeração por absorção.....	37
Figura 2	-	Esquema simples de uma caldeira de recuperação térmica..	41
Figura 3	-	Esquema simplificado dos sistemas de trigerção de energia.....	43
Figura 4	-	Esquema do ciclo <i>bottoming</i>	44
Figura 5	-	Esquema do ciclo <i>topping</i>	44
Figura 6	-	Sistema de trigerção utilizando um motor a gás para acionamento primário.....	51
Figura 7	-	Ciclo de absorção de simples efeito.....	56
Figura 8	-	Volume de controle para o gerador de vapor.....	57
Figura 9	-	Volume de controle para o condensador.....	58
Figura 10	-	Volume de controle para o absorvedor.....	59
Figura 11	-	Volume de controle para a bomba de recirculação.....	59
Figura 12	-	Volume de controle para o trocador de calor.....	60
Figura 13	-	Volume de controle para as duas válvulas de expanssão do sistema.....	61
Figura 14	-	Volume de Controle para Evaporador.....	61
Figura 15	-	Volume de controle para a caldeira de recuperação.....	63
Figura 16	-	Fluxograma da metodologia implementada.....	66
Figura 17	-	Diagrama do sistema de trigerção.....	85
Figura 18	-	Planta simplificada da instalação industrial.....	90
Figura 19	-	Diagrama do sistema proposto no Cenário 1.....	95
Figura 20	-	Diagrama do sistema proposto no Cenário 2.....	97
Figura 21	-	Diagrama do sistema proposto no Cenário 3.....	101

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1	-	Relação entre a carga do motor, a potência térmica (o calor dos gases de exaustão) e elétrica do motor.....	69
Gráfico 2	-	Vazão de combustível (gás natural) e Vazão dos gases de exaustão X Carga do motor.....	70
Gráfico 3	-	Temperatura dos gases de exaustão X Carga do motor.....	70
Gráfico 4	-	Eficiência do motor X Carga do motor.....	71
Gráfico 5	-	Variação dos fluxos de calor e COP do chiller de absorção em função da temperatura de entrada da água quente.....	75
Gráfico 6	-	Variação dos fluxos de calor e COP do chiller de absorção em função da temperatura de entrada da água de resfriamento.....	76
Gráfico 7	-	Variação dos fluxos de calor e COP do chiller de absorção em função da temperatura de entrada da água quente.....	78
Gráfico 8	-	Variação dos fluxos de calor e COP do chiller de absorção em função da temperatura de entrada da água de resfriamento.....	79
Gráfico 9	-	Variação dos fluxos de calor e COP do chiller de absorção em função da temperatura de entrada da água quente.....	82
Gráfico 10	-	Variação dos fluxos de calor e COP do chiller de absorção em função da temperatura de saída da água de resfriamento..	83
Gráfico 11	-	Relação entre a divisão dos gases de exaustão e a carga do motor a gás.....	86
Gráfico 12	-	Relação entre a vazão dos gases de exaustão e a carga do motor.....	87
Gráfico 13	-	Análise da variação dos fluxos de energia do sistema de trigeração com a carga do motor.....	88
Gráfico 14	-	Comparação entre a eficiência do sistema de trigeração e a do motor.....	88
Gráfico 15	-	Análise do VPL no decorrer dos anos de projeto para o cenário 2.....	99
Gráfico 16	-	Análise do VPL de acordo com a taxa de evaporação de água da torre de resfriamento.....	100
Gráfico 17	-	Análise do VPL no decorrer dos anos de projeto para o cenário 3.....	102
Gráfico 18	-	Análise do VPL do cenário 3 para cargas parciais.....	103
Gráfico 19	-	Análise do VPL do cenário 1 para diferentes tarifas de gás natural e energia elétrica.....	104
Gráfico 20	-	Variação do VPL com as tarifas de energia elétrica e de gás natural para o cenário 2.....	105

Gráfico 21 -	Variação do VPL com as tarifas de energia elétrica e de gás natural para o cenário 3.....	106
Gráfico 22 -	Histórico da Taxa Selic – Últimos 10 anos.....	106
Gráfico 23 -	Análise do VPL do cenário 3 para diferentes valores de TMA...	107

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	- Composição molar do Gás Natural.....	52
Tabela 2	- Poder calorífico dos componentes do Gás Natural.....	52
Tabela 3	- Dados do moto-gerador Leo Heimer.....	53
Tabela 4	- Parâmetros de entrada para o modelo computacional do sistema proposto.....	67
Tabela 5	- Resultado da análise do motor.....	68
Tabela 6	- Comparação entre os resultados obtidos por Santos (2005) e o presente trabalho.....	68
Tabela 7	- Dados de entrada para o chiller de absorção de 35,2kW.....	72
Tabela 8	- Resultados da análise energética do ciclo refrigeração por absorção de simples efeito.....	73
Tabela 9	- Comparação entre os valores da análise energética simulada e os fornecidos pelo fabricante.....	73
Tabela 10	- Dados de entrada para o chiller de absorção de 41,8 kW.....	77
Tabela 11	- Resultados da análise energética do ciclo refrigeração por absorção caso 2.....	77
Tabela 12	- Comparação entre os valores da análise energética simulada e os fornecidos pelo fabricante.....	78
Tabela 13	- Dados de entrada para o chiller de absorção de 4,5 kW.....	80
Tabela 14	- Resultados da análise energética do ciclo refrigeração por absorção de simples efeito.....	80
Tabela 15	- Comparação entre os valores da análise energética simulada e os fornecidos pelo fabricante.....	81
Tabela 16	- Dados de entrada para a caldeira de recuperação.....	84
Tabela 17	- Resultados da análise energética do sistema de trigerção.....	84
Tabela 18	- Taxas dos insumos da empresa.....	91
Tabela 19	- Custo de aquisição dos equipamentos do sistema de trigerção.....	92
Tabela 20	- Investimento de Capital Fixo (ICF).....	93
Tabela 21	- Energia anual produzida pelo sistema de cogeração do cenário 1, e a energia consumida anualmente pela empresa...	95
Tabela 22	- Análise Financeira do sistema proposto no cenário 1.....	96
Tabela 23	- Análise financeira para diferentes configurações no cenário 1.	96
Tabela 24	- Energia anual produzida pelo sistema de cogeração do cenário 2 e a energia consumida anualmente pela empresa....	98
Tabela 25	- Análise Financeira do sistema proposto no cenário 2.....	98

Tabela 26 -	Energia anual produzida e consumida pelo sistema de cogeração do cenário 3 e a energia consumida anualmente pela empresa.....	101
Tabela 27 -	Análise Financeira do sistema proposto no cenário 3.....	102

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
BNDES	Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social
CAPES	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior
CELPE	Companhia Energética de Pernambuco
CFC's	Clorofluorcarbonetos
CNPQ	Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico
CO	Monóxido de carbono
CO ₂	Dióxido de Carbono
COGEN	Associação da Indústria de Cogeração de Energia
COMPESA	Companhia Pernambucana de Saneamento
COPERGÁS	Companhia Pernambucana de Gás
ECON	Economizador
EE	Energia elétrica
EES	Engineering Equation Solver
ETA	Estação de tratamento de água
ETE	Estação de tratamento de esgoto
EVAP	Evaporador
FINEP	Financiadora de Estudos e Projetos
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
H ₂ O	Água
HRSG	Caldeira de recuperação
IGP - 10	Índice geral de preços 10
LiBr	Brometo de lítio

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área
a,b,c,d	Coeficiente estequiométrico
AE	Custo com aquisição de equipamentos
C	Custo
carga	Carga do motor
CD	Custos diretos
CI	Custos indiretos
COP	Coeficiente de performance
cp	Calor específico a pressão constante
Eff	Efetividade
exc	Excesso de ar
FC	Fluxo de caixa
g	Gravidade
h	Entalpia
<i>i</i>	Taxa de juros
I0	Investimento inicial
IC	Índice de custo
ICF	Investimento de capital fixo
$\dot{m}$	Vazão mássica
p	Pressão
PCI	Poder calorífico inferior
$\dot{Q}$	Fluxo de calor
R ²	Coeficiente de regressão
T	Temperatura
TIR	Taxa Interna de Retorno
TMA	Taxa Mínima de atratividade
U	Coeficiente global de transmissão de calor
V	Velocidade
v	Volume
VPL	Valor presente líquido
$\dot{W}$	Potência

X	Concentração
X _w	Capacidade a do equipamento de referência
X _y	Capacidade do equipamento cujo custo é desconhecido
y	Fração molar
z	Altura

Letras gregas

η	Eficiência
ΔT_{lm}	Temperatura média logarítmica
α	Gases de exaustão destinados ao recuperador de calor
φ	Fator de escala
Σ	Somatório
β	Coeficiente estequiométrico

Sobrescrito

®	Marca registrada
n	Tempo de operação

Subscrito

1-10	Circuito interno do chiller de absorção
11 -18	Circuito externo do chiller de absorção
20-21	Circuito externo do recuperador de calor
22-25	Circuito externo da caldeira
AA	Ano de aquisição
abs	Absorvedor
amb	Ambiente
AR	Ano de referencia
ar,real	Quantidade de ar real para a combustão
ar.ideal	Quantidade de ar ideal para a combustão

bomba	Bomba
cal	Caldeira de recuperação
CEW	Custo do equipamento de referência
CEY	Custo do equipamento a ser calculado
comb	Combustível
cond	Condensador
e	Entrada
evap	Evaporador
f1	Saída do fluido frio
f2	Entrada do fluido frio
ge	Gases de exaustão
gelada	Água gelada
ger	Gerador
gn	Gás natural
HRSG	Caldeira de recuperação
motor	Motor
q1	Entrada do fluido quente
q2	Saída do fluido quente
quente	Água quente
rec	Recuperador de calor
resf	Água de resfriamento
s	Saída
t	Tempo
trc	Trocador de calor
trig	Trigeração
vap	Vapor
vc	Volume de controle
x,y,w,k	Fração molar do combustível

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	19
1.1	MOTIVAÇÃO.....	20
1.2	OBJETIVO GERAL.....	21
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	22
1.4	METODOLOGIA EMPREGADA.....	22
1.5	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	23
2	ESTADO DA ARTE.....	24
2.1	CONTRIBUIÇÃO CIENTÍFICA.....	34
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	35
3.1	MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA.....	35
3.1.1	Gás natural.....	36
3.2	SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	37
3.3	CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO TÉRMICA.....	40
3.4	TRIGERAÇÃO.....	42
3.5	PARÂMETROS ECONÔMICOS.....	47
3.5.1	Valor presente líquido (VPL).....	47
3.5.2	Taxa interna de retorno.....	48
3.5.3	Tempo de retorno do capital (Payback).....	48
4	MODELAGEM ENERGÉTICA DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO....	50
4.1	MODELAGEM TERMODINÂMICA DE PRIMEIRA LEI DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO.....	50
4.1.1	Análise da combustão do gás natural.....	51
4.1.2	Modelagem do conjunto moto-gerador.....	53
4.1.3	Análise energética dos sistemas de refrigeração por absorção.	54
4.1.3.1	Gerador de vapor.....	57
4.1.3.2	Condensador.....	58
4.1.3.3	Absorvedor.....	59
4.1.3.4	Bomba de recirculação.....	59
4.1.3.5	Trocador de calor de solução.....	60
4.1.3.6	Válvulas de expansão.....	61
4.1.3.7	Evaporador.....	61
4.1.3.8	Coeficiente de Performance.....	62
4.1.4	Análise da caldeira.....	62
4.1.5	Sistema de trigeriação.....	63

4.1.6	Programa computacional.....	64
5	ANÁLISE ENERGÉTICA DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO.....	67
5.1	GRUPO MOTO GERADOR.....	67
5.2	CHILLERS DE ABSORÇÃO.....	71
5.2.1	Caso 1 – Sistema de absorção de 35,2 kW.....	72
5.2.2	Caso 2 - Sistema de absorção de 41,8 kW.....	76
5.2.3	Caso 3 - Sistema de absorção de 4,5 kW.....	80
5.3	ANÁLISE ENERGÉTICA DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO.....	83
6	ANÁLISE ECONÔMICA - ESTUDO DE CASO.....	89
6.1	CENÁRIO ATUAL.....	89
6.2	CUSTOS ENVOLVIDOS.....	91
6.2.1	Aquisição de equipamentos (AE).....	91
6.2.2	Investimento de capital fixo (ICF).....	93
6.2.3	Operação e Manutenção.....	93
6.2.4	Custos dos insumos.....	94
6.3	CENÁRIO 1 – COGERAÇÃO COM O MOTOR A GÁS NATURAL E O CHILLER DE ABSORÇÃO.....	94
6.4	CENÁRIO 2 – TRIGERAÇÃO COM O MOTOR A GÁS NATURAL, O CHILLER DE ABSORÇÃO E A CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO.	97
6.5	CENÁRIO 3 – COGERAÇÃO COM O MOTOR A GÁS NATURAL E A CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO.....	100
6.6	ANÁLISE DE SENSIBILIDADE.....	103
6.7	ANÁLISE CRÍTICA DOS CENÁRIOS.....	107
7	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS..	109
7.1	CONCLUSÕES.....	109
7.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	110
	REFERÊNCIAS.....	111

1 INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas enfrenta-se o desafio de reduzir os impactos ambientais, ao mesmo tempo em que se procura uma melhora na qualidade de vida da população. Sendo o consumo de energia um fator essencial para o desenvolvimento da sociedade, é primordial realizar a transição dos sistemas convencionais em sistemas de conversão de energia avançados, inovadores e eficientes. Diante disso, os sistemas de poligeração se destacam como alternativas convincentes aos sistemas convencionais de energia (PINA *et al.*, 2018). Devido a uma integração energética adequada entre diferentes equipamentos, possibilitando a utilização de calor residual, os sistemas de poligeração podem alcançar maior eficiência energética, menor consumo de energia primária, menor custo unitário dos produtos finais e menores encargos ambientais em relação aos sistemas de energia convencionais (ANDIAPPAN, 2017; RONG; LAHDELMA, 2016).

A demanda por recuperação de calor residual está crescendo continuamente, devido principalmente à crescente tendência de esgotamento dos combustíveis fósseis combinada com a introdução de uma regulamentação ambiental rigorosa, o que levou a um aumento nos custos de produção de energia. Por outro lado, devido à maior disponibilidade e uma maior variedade na seleção da tecnologia adequada, a trigeração tornou-se uma oferta atraente e prática para uma ampla gama de aplicações. As indústrias de processo, edifícios e prédios comerciais são as principais aplicações em que prevalecem demandas consideráveis de aquecimento e resfriamento (MEMON, A.; MEMON, R., 2017).

O ganho de eficiência com esses sistemas proporciona a produção de uma energia elétrica confiável, com baixo custo, ficando a unidade industrial ou comercial independente da qualidade de fornecimento do distribuidor de energia, fato de maior importância para usuários que necessitam de um abastecimento contínuo e ininterrupto, como hospitais, hotéis, shopping centers, grandes empreendimentos ou mesmo indústrias. Além do alto desempenho, praticamente sem desperdício, a cogeração tem um caráter descentralizador porque precisa estar próxima da unidade consumidora. Por isso, o impacto ambiental é reduzido, já que não há necessidade de linhas de transmissão extensas e suas consequentes infraestruturas. Nos países desenvolvidos a cogeração vem sendo empregada em diversos segmentos. Já no Brasil, a utilização desse sistema está crescendo gradualmente e já conta com linhas

de financiamento oferecida pelo Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (BNDES) para a sua implantação (COPERGÁS, 2018a).

A Associação da Indústria de Cogeração de Energia (COGEN), estima que em julho de 2018, o Brasil atingiu $17,4 \times 10^3$ MW de capacidade instalada de cogeração em operação comercial, o que representa um crescimento de 9,4% em relação ao número registrado em julho do ano anterior ($15,9 \times 10^3$ MW). Esse volume é cerca de 4% maior do que o representado em janeiro desse ano. Esses dados refletem o avanço da geração combinada de energia no Brasil (SECRETARIA DE ENERGIA E MINERAÇÃO, 2018).

Nesse sentido, este projeto procura estudar a viabilidade das tecnologias de cogeração/trigeração para aplicação em uma indústria de sorvetes que possui demandas variadas de aquecimento, resfriamento e de energia elétrica para o seu funcionamento. Atualmente a empresa, que tem como atividade a produção de diversos tipos de sorvetes, consome principalmente energia elétrica fornecida pela rede e gás natural para acionamento da caldeira. A energia elétrica é utilizada tanto para o funcionamento de suas máquinas e climatização da unidade fabril, como para a refrigeração dos seus produtos através de chillers de compressão de amônia. Já a caldeira é utilizada para a produção de vapor para o processo de fabricação do produto final.

1.1 MOTIVAÇÃO

A geração combinada de energia no Brasil apresenta bons índices de crescimento, trazendo excelentes perspectivas de expansão e robustez para os próximos anos (SECRETARIA DE ENERGIA E MINERAÇÃO, 2018). Isso significa maiores possibilidades de incentivo por parte do governo, como diminuição dos impostos e linhas de créditos especiais para empresas que desejam utilizar esse tipo de tecnologia.

Aliado a isso, pesquisas sobre a geração combinada de energia vêm sendo desenvolvidas no PPGEM/UFPE através de vários trabalhos que envolvem equipamentos e componentes de sistemas de cogeração/trigeração, assim como os próprios sistemas de geração. Inicialmente, está pesquisa justificou-se em função do laboratório da UFPE, chamado de COGENCASA. O laboratório faz parte de um projeto de pesquisa na área de micro-cogeração com financiamento conjunto da

PETROBRÁS, FINEP, CNPQ e COPERGÁS, e está sob a coordenação do Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra, que vêm desenvolvendo trabalhos nesta área.

Dentre os trabalhos realizados no PPGE/UFPE na área de cogeração, destacam-se os trabalhos de Melo (2004), que simulou e otimizou plantas de micro-cogeração com a utilização de um módulo de configuração de tarefas para a tomada de decisão em demandas variáveis, Castelletti (2005), que realizou uma análise energética experimental, além de um estudo de viabilidade econômica de um grupo gerador de 30 kWe a gás natural em diferentes níveis e tipos de cargas elétricas, Correia (2009) que fez um estudo de trocadores de calor compactos para micro-geração. Além dos trabalhos de Ochoa (2010), onde foi desenvolvida uma análise energética e exergética de um sistema de cogeração utilizando uma microturbina a gás de 30 kW e um chiller de absorção de 35,17 kW (10 TR), Costa (2012), realizou um estudo sobre o controle e otimização de planta de micro-cogeração a gás natural para a produção de gesso, e recentemente Diógenes (2018), que implementou o método da equação característica para modelar um chiller de absorção de 35,17 kW (10 TR), localizado no laboratório COGENCASA.

Dessa forma, dando continuidade aos estudos desenvolvidos anteriormente pelos alunos e professores do programa, pretende-se executar um projeto que analise tanto a eficiência energética como a viabilidade financeira para um sistema de trigeração, onde tem-se a produção combinada de eletricidade, através de um motor de combustão interna, resfriamento, através do chiller de absorção e vapor, através de uma caldeira de recuperação. Todo esse sistema irá funcionar utilizando como combustível o gás natural. Cabe ressaltar que, a empresa já realiza a compra desse combustível para a operação da sua cadeia, o que facilita ainda mais a sua utilização no projeto.

1.2 OBJETIVO GERAL

Analisar energeticamente e economicamente um sistema de poligeração a gás natural, realizando a modelagem do sistema e um estudo de caso com aplicação em uma indústria de sorvetes de cenário nacional.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Levantar o estado da arte através de pesquisas a serem realizadas procurando identificar estudos que tratem sobre a geração combinada de energia (cogeração e trigeração).
2. Estudo e compreensão dos equipamentos que compõem o sistema e do próprio sistema de trigeração analisado.
3. Estudo e compreensão dos parâmetros econômicos para a análise financeira.
4. Modelagem termodinâmica baseada na primeira lei dos equipamentos e do sistema de trigeração.
5. Validação e análise dos modelos desenvolvidos.
6. Realizar o estudo econômico através do desenvolvimento de cenários para a indústria de sorvete.

1.4 METODOLOGIA EMPREGADA

O estudo foi elaborado a partir de uma abordagem numérica, com coleta de dados através de catálogos de fabricantes e de estudos anteriormente realizados para desenvolvimento do modelo matemático e a validação do mesmo. O desenvolvimento do modelo numérico foi realizado em duas fases. Na primeira fase, foi levado em consideração a análise do motor e dos diferentes modelos de chiller, em regime permanente, baseando-se na primeira Lei da termodinâmica, verificando o comportamento do modelo em função de uma análise paramétrica das variáveis mais influentes. Logo após, o modelo do motor e do chiller escolhido foram agregados, e com a inclusão dos modelos dos equipamentos restantes (recuperador de calor e caldeira de recuperação) foi analisado o sistema de trigeração completo, realizando também a análise paramétrica deste modelo final. Toda a modelagem foi realizada com o uso do software EES[®] da F-Chart.

Como parte final do projeto, foram utilizados os resultados obtidos a partir do modelo matemático do sistema de trigeração, os dados de demanda de energia da empresa e os dados financeiros do Banco do Brasil e das companhias de gás, energia elétrica e água do estado de Pernambuco (COPERGÁS, CELPE e COMPESA

respectivamente) para construir 3 cenários diferentes a serem aplicados na empresa em questão, e assim desenvolver a análise econômica do sistema.

1.5 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação está estruturada nos seguintes capítulos:

No capítulo 1, apresenta-se uma pequena introdução sobre o trabalho, onde são apresentados a motivação, os objetivos e a metodologia empregada neste projeto.

O capítulo 2, é dedicado ao estado da arte dos sistemas de cogeração e trigeração, utilizando estudos realizados na área nos últimos 5 anos.

No capítulo 3, é apresentado os fundamentos teóricos dos principais equipamentos que compõe o sistema de trigeração e também do próprio sistema. São apresentadas os princípios básicos de funcionamento, as vantagens e desvantagens, aplicações e classificações, tanto dos equipamentos, como dos sistemas de trigeração.

No capítulo 4 é realizado a modelagem do motor, dos chillers de absorção, da caldeira e do sistema de trigeração, baseando-se principalmente na primeira Lei da termodinâmica. O capítulo também traz as principais considerações feitas para a realização do modelo. É apresentado também o fluxograma do funcionamento do programa que permite realizar a modelagem do sistema de trigeração

O capítulo 5 traz a validação dos programas utilizados, apresentando as condições iniciais adotadas, além dos resultados da análise energética do sistema de trigeração. É realizado também uma análise paramétrica do sistema para entender como o mesmo se comporta em cargas parciais.

O capítulo 6, é dedicado aos resultados da análise financeira, realizada através de um estudo de caso, onde são desenvolvidos e analisados 3 cenários para a empresa. Nesse capítulo são apresentados os dados iniciais para análise econômica e são determinados os cenários desenvolvidos. Ao final, faz-se a análise de sensibilidade dos cenários e realiza uma análise crítica dos resultados obtidos.

O capítulo 7 apresenta as principais conclusões obtidas com o trabalho, assim como sugestões para trabalhos futuros relacionados com a geração combinada de energia.

Por último é apresentada a bibliografia utilizada para o estudo.

2 ESTADO DA ARTE

O capítulo a seguir apresenta uma série de trabalhos e estudos, realizados nos últimos anos, referentes aos sistemas de poligeração de energia, abrangendo o comportamento energético e exergético dos mesmos, a viabilidade de implantação, a otimização e a importância desses sistemas no cenário mundial.

Numerosos pesquisadores demonstraram a importância dos sistemas de cogeração e trigeração através da Primeira e da Segunda Lei da Termodinâmica para o desenvolvimento de estratégias visando entre outros objetivos a melhoria da eficiência desses sistemas. A este respeito, vários aspectos da tecnologia de cogeração e trigeração são abordados, incluindo motores primários, combustíveis, tecnologias de refrigeração e climatização, recursos renováveis empregados e estratégias operacionais implementadas. Com relação aos meios de ativação dos sistemas de geração simultânea o trabalho de Pérez *et al.* (2018), apresentou uma análise de um sistema de cogeração acionado por turbinas a gás, realizando uma avaliação técnica e econômica da incorporação de reaquecimento e regeneração, como forma de aumentar a eficiência energética dos sistemas de cogeração do setor sucroalcooleiro brasileiro. Foram analisados quatro cenários: Convencional, com Reaquecimento, Regenerativo e com Reaquecimento e Regeneração. A avaliação técnica indicou que o Reaquecimento aumentou a eficiência exergética em 1,9%, em relação ao sistema convencional. A incorporação de 1 a 8 regeneradores aumentou a eficiência exergética em até 8,07%. E a incorporação do estágio de reaquecimento com a utilização de 1 a 8 regeneradores aumentou a eficiência exergética em uma faixa de 5,91 a 8,46%.

Shokati *et al.* (2018a, 2018b), trabalharam com ciclo Kalina, realizando uma análise exergoeconômica, em duas partes, dos ciclos de cogeração com resfriamento por absorção. No primeiro trabalho são fornecidas as energias e as exergias, bem como as simulações econômicas dos ciclos de cogeração considerados, calculando assim os parâmetros termodinâmicos e exergoeconômicos, o custo unitário e a taxa de custo de cada fluxo de todos os ciclos. Já no segundo trabalho, foi dada continuidade ao estudo, realizando uma análise paramétrica generalizada. Os resultados mostraram que, na primeira e segunda configurações (ciclo Kalina com sistemas de refrigeração por absorção simples efeito), a caldeira e o absorvedor de baixa pressão junto com o retificador são os componentes críticos do ciclo de

cogeração, devendo considerar a modificação desses componentes. Já nos ciclos Kalina com sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito (3ª configuração), os resultados mostraram um desempenho crítico do evaporador, além desse ciclo ter um desempenho econômico inferior quando comparado com os demais, mesmo tendo uma maior eficiência termodinâmica, o que é comprovado com a otimização dos ciclos com diferentes funções objetivas. Em relação a parte econômica, o custo unitário mínimo dos produtos para a primeira configuração é 16,46% e 9,27% inferior aos valores correspondentes a terceira e a segunda configuração, respectivamente. Ademais, entre os ciclos considerados, o período de recuperação de capital da primeira configuração do ciclo de cogeração Kalina em todos os estados ótimos é menor do que os valores correspondentes para os outros ciclos de cogeração estudados.

No mesmo contexto, Gambinia e Vellinia (2015), trazem uma análise dos sistemas de cogeração com diferentes tipos de motores primários, que podem assim, adequar um investimento no setor de geração de energia combinada. Foram analisados 5 tipos de plantas em operação na Itália e calculado a porcentagem de eletricidade a partir da cogeração de cada tipo de planta, levando em consideração os parâmetros operacionais típicos. Além disso, foram avaliadas plantas que utilizam como acionamento primário turbinas a vapor de extração de condensado, turbinas a vapor de contrapressão, ciclo combinado com recuperação de calor, turbinas a gás e motores de combustão interna. Para todas as usinas, a eletricidade produzida por cogeração é menor do que a eletricidade total produzida, exceto para usinas que utilizam turbinas a vapor de contrapressão, nesse caso a produção de eletricidade por cogeração é igual a eletricidade total produzida pela planta. As plantas com turbinas a gás com recuperação de calor têm uma porcentagem, de produção de eletricidade por cogeração muito alta, cerca de 91% da eletricidade total produzida; os motores de combustão interna com recuperação de calor têm uma razão menor 0,66 (66%). Já as plantas acionadas por turbinas de extração de vapor têm uma proporção muito alta de geração de eletricidade por cogeração (cerca de 0,7-1) quando a pressão de extração é baixa, enquanto a razão é baixa (cerca de 0,28-0,32) quando a pressão de extração é muito alta (6 MPa). Por fim, as centrais elétricas de ciclo combinado com recuperação de calor, têm uma razão bastante baixa (cerca de 0,45-0,55) quando a pressão de extração é de 1 a 6 MPa, e essa relação nunca atinge o valor unitário, ou seja, somente cerca de 50% da geração total de energia produzida pela planta é

advinda da cogeração. Da mesma forma, Shabbir e Mirzaeian (2016), compararam o desempenho técnico e econômico de sistemas de cogeração acionados por turbinas a gás, turbinas a vapor e ciclos combinados. Esses sistemas foram avaliados e comparados com base no fator de utilização de energia e na análise do Ciclo de Vida Anualizado. Em todos os casos, a planta é projetada para operar com casca de arroz como combustível de biomassa por 4026 h e depois com gás natural por 3294 h em um ciclo contínuo. Com esta configuração, a usina de cogeração geraria energia elétrica na faixa de 4 a 11 MW, que é típico de uma planta de cogeração de pequena a média escala. Os resultados mostraram que todos os sistemas combinados de calor e energia satisfazem as necessidades de energia térmica da usina, enquanto a opção de cogeração com ciclo combinado gera a maior quantidade de energia elétrica, 10,91 MW. O sistema de cogeração com turbina a gás é mostrado como o sistema mais vantajoso do ponto de vista de energia global, apresentando o maior fator de utilização de energia, 78%, atendendo aos requisitos elétricos e térmicos da usina e exportando 21,33 MWh de eletricidade adicional para a rede. Os resultados de viabilidade econômica mostraram que, utilizando as turbinas a gás uma economia global de US\$ 5,12 milhões pode ser alcançada, tornando-se a melhor opção de cogeração com o mínimo de custo anual do ciclo de vida de US\$ 1,34 milhões e uma redução de emissão de CO₂ de 68%, quando comparada com as outras opções.

Em relação também ao acionamento primário dos sistemas de cogeração, outros estudos foram conduzidos comparando o desempenho desses sistemas com diferentes combustíveis de acionamento, como o trabalho de Brizi et al. (2014), onde foi comparada a eficiência energética e a viabilidade econômica da utilização do gás natural e do biogás. O sistema de cogeração compacto estudado por eles é um sistema "autônomo", não conectado à rede. É constituído por um pequeno motor de combustão interna (GM Corsa 1.0 L MPFI), associado a um gerador elétrico e dois permutadores de calor, acoplado com um chiller de absorção. O motor pode usar gasolina, Gás Liquefeito de Petróleo (GLP), gás natural ou biogás como combustível e gera uma potência de saída de cerca de 13 kW que impulsiona o gerador elétrico com uma eficiência de 97%. Os gases de exaustão provenientes da queima do gás natural trocam mais calor com água e, portanto, há mais produção de água quente usando gás natural como combustível do que usando biogás, pelo contrário, usando o biogás, mais calor permanece nos gases de escape e, portanto, há mais produção

de água gelada. De um modo geral, em relação a um período comum de recuperação de 5 anos, há resultados mais econômicos usando o biogás como combustível.

Considerando o meio de reaproveitamento da energia térmica, o método mais popular de resfriamento em um sistema de cogeração/trigeração é utilizando chillers de absorção. Assim, numerosos pesquisadores têm focado no sistema de refrigeração por absorção realizando uma investigação detalhada sobre a eficiência energética e exergética, assim como a viabilidade econômica. Como pode ser visto em Ochoa *et al.* (2014), que utilizaram um sistema de absorção de simples efeito LiBr/H₂O para produzir água gelada a partir dos gases de exaustão de uma microturbina a gás. Foi realizada uma modelagem numérica na plataforma EES[®] para avaliar a influência dos principais parâmetros operacionais do sistema de cogeração. Os efeitos de parâmetros operacionais tais como; temperatura da água quente, carga da microturbina, temperatura ambiente, entre outros, assim como a capacidade de refrigeração e coeficiente de performance (COP) do chiller foram avaliados. No sistema de cogeração, a maior irreversibilidade foi encontrada na microturbina com 52,88 kW e a menor no chiller de absorção com 1,78 kW. Os valores de COPs energético e exergético obtidos foram de 0,74 e 0,24, respectivamente. A partir do modelo do chiller, pode-se inferir que, além de irreversibilidade, as perdas de calor por parte do mesmo, pela torre de resfriamento, pelo condensador e pelo absorvedor contribuem para o baixo rendimento térmico. Finalmente, as eficiências globais de energia e de exergia do sistema de cogeração foram cerca de 50% e 26%, respectivamente. Kordlar e Mahmoudi (2016) também analisaram e otimizaram um sistema de cogeração com refrigeração por absorção, diferentemente do trabalho anterior, o meio de acionamento do sistema é um ciclo Rankine orgânico. Ao otimizar o sistema, consideraram três casos, sendo eles: projetos para eficiência máxima de primeira lei (caso 1), a máxima eficiência de segunda lei (caso 2) e o custo unitário total mínimo do produto (caso 3). Os resultados mostraram que o custo total da unidade de produtos no caso 3 é de cerca de 20,4% e 24,3% inferior ao valor correspondente no caso 1 e 2, respectivamente. O menor custo unitário do produto no caso 3 é acompanhado de uma redução de 10,21% e 4,5% nas eficiências da primeira e segunda lei, em comparação com os casos 1 e 2, respectivamente. Os resultados também indicaram que, em relação aos custos associados à destruição de capital e de exergia dos componentes, a prioridade dos componentes para modificações são a turbina, condensador e absorvedor, ademais, os resultados da

análise termoeconômica mostraram que a soma das taxas de custo de investimento e de destruição de exergia é mais alta para esses equipamentos, o que indica eles merecem uma atenção maior.

Em todos os trabalhos mencionados até agora, tem-se como objeto principal de estudo os sistemas de cogeração. Mas, como também se visa o interesse em plantas que nos forneçam 3 ou mais tipos de energia a partir de uma única fonte de combustível, os sistemas de trigeração também são muito importantes para a pesquisa. Nesse aspecto, diversas revisões têm sido feitas sobre a análise, classificação e características dos desses sistemas. Cho *et al.* (2014) resumiram em seu trabalho os métodos utilizados para realizar análises energéticas e exergéticas, otimização de sistemas, estudos de melhoria de desempenho e desenvolvimento e análise de sistemas de trigeração, conforme relatado na literatura existente. Além disso, este trabalho destaca as pesquisas mais atuais e tendências emergentes em tecnologias de trigeração. Tem-se também revisões mais recentes sobre esse tipo de tecnologia, Al Moussawi *et al.* (2016) elaboraram uma revisão da literatura, onde classificaram diferentes tipos de sistemas de trigeração de acordo com o motor primário, o tamanho e da sequência de uso da energia, apresentando também um levantamento de estudos conduzidos com a implementação da trigeração. Ao final, eles desenvolveram um esquema de seleção, a fim de determinar um conveniente sistema multi-geração que melhor se encaixa nas aplicações ou preferências específicas dos usuários. Murugan e Horák (2016) também realizaram uma revisão de numerosos artigos relacionados aos trabalhos de pesquisa, que foram realizados em sistemas de cogeração e trigeração para aplicação residencial, dando destaque as principais características de cada motor primário ou dispositivo de conversão de energia usado nos sistemas.

Outros autores propuseram e analisaram sistemas que podem ser de cogeração, trigeração ou poligeração, de acordo com o arranjo adotado, variando-o com a necessidade do usuário final. Cavalcante *et al.* (2017) estudaram um sistema de reutilização de energia de cogeração e/ou trigeração, para as instalações físicas, tais como: o laboratório de controle e Instrumentação em Energia e Meio Ambiente, a Oficina Mecânica, o Instituto de Sustentabilidade energia da UFPB, e também a construção da RECOGÁS. A fonte primária é um motor de combustão interna de 100 KVA acionado por gás natural e gera energia elétrica por um gerador síncrono acoplado ao eixo do motor, a perda de energia pelo gás de exaustão é recuperada em

um sistema de refrigeração por absorção de 17,58 kW (5 TR). Eles testaram 3 arranjos, nos dois primeiros (1 e 2), o sistema transforma energia térmica em frio (para o sistema de refrigeração) e aquecimento (para a usina de biodiesel) 1 e 2 respectivamente. No terceiro arranjo temos os três tipos de produção: elétrica, frio e aquecimento. Em ambos os arranjos, o percentual de produção de energia elétrica (27%) e arrefecimento (28%) se manteve igual para os três arranjos, já para a produção de água gelada, no arranjo 1 temos 19,1% contra 16% do terceiro arranjo. Sendo que o terceiro arranjo ainda produz 1,2% de calor para a usina de biogás. Memon A. e Memon R. (2017) propuseram um sistema de trigerção que possui 3 modos de operação, ou seja, energia elétrica e aquecimento (modo 1), energia elétrica e resfriamento (modo 2). E por último o sistema de trigerção, com geração de energia elétrica, aquecimento de água e resfriamento (modo 3). Os resultados mostraram que a capacidade do sistema pode chegar a 80 MW de energia e 30 MW de aquecimento de água no modo 1, enquanto que no modo 2 o resfriamento é de 43 MW. Por outro lado, no modo 3 são estimados 40 MW de energia elétrica, 15,5 MW de aquecimento de água e 21 MW de resfriamento. De acordo com os resultados de otimização, uma eficiência de energia máxima de 90% é obtida no modo 1.

A cogeração está um passo à frente da produção separada de energia, por sua vez, a trigerção está um passo à frente da cogeração, referindo-se à geração simultânea de eletricidade, aquecimento útil e resfriamento a partir de uma única fonte de combustível. Leonzio (2018) constatou em seu trabalho, que a usina de trigerção produzia 28% a mais de energia e gerava 40% a menos de emissões de dióxido de carbono quando comparado a um sistema de cogeração. Al Moussawi *et al.* (2017), analisaram principalmente as vantagens e desvantagens dos sistemas de cogeração e trigerção, realizando uma comparação entre os dois tipos de sistemas, a fim de determinar em quais condições cada projeto é viável. Além disso, eles constaram através da revisão dos principais trabalhos na área, que estudos dominantes sobre sistemas de trigerção consideram turbinas a vapor e turbinas a gás, como motores principais, e para os sistemas de cogeração os meios de acionamento primário dominantes são a turbina a gás de ciclo combinado, o motor Stirling e os principais motores de células de combustível, exceto as células de combustível de óxido sólido.

Cabe ressaltar que, apesar do aumento da eficiência quando se utiliza um sistema de cogeração ou trigerção, a viabilidade de implantação desses sistemas depende da necessidade e também da disponibilidade de recurso energético do

usuário final. Isso é mostrado no trabalho de Angrisani et al. (2016), onde através de uma revisão dos índices (desempenho e de comparação) e metodologias disponíveis para avaliar a viabilidade econômica de sistemas de trigeração frente a produção separada de energia, constatou-se que os sistemas de cogeração e trigeração só são economicamente convenientes em relação à produção separada de eletricidade, aquecimento e energia de refrigeração quando há um alto preço unitário para a eletricidade ou quando a produção separada de energia elétrica é baseada principalmente em combustíveis fósseis. Lembrando também que para os sistemas de poligeração serem viáveis é necessário que o calor cogorado seja utilizado.

Por conseguinte, em todo sistema de trigeração, o aproveitamento energético de forma eficiente é um objetivo que tem sido procurado durante muitos anos. À vista disso, diversos autores procuram desenvolver metodologias matemáticas para analisar as eficiências termodinâmicas dos sistemas, além de procurar otimizá-los para obter um melhor desempenho. Bellos e Tzivanidis (2018) examinaram termodinamicamente um sistema de trigeração acionado por um coletor de calha parabólica que inclui um gerador, um ejetor, um condensador, uma turbina e um evaporador. Foi constatado que o sistema é adequado para produção de altas quantidades de calor, enquanto é financeiramente viável com um período de retorno de cerca de 5 anos. A exergia do sistema é de 11,26% e a eficiência energética de 87,39%. Além disso, os autores utilizaram os resultados obtidos para otimizar o sistema sob condições estáveis. De acordo com os resultados finais, utilizando todos os critérios analisados em conjunto, o sistema ótimo apresenta 11,26% de eficiência exergética, 87,39% de eficiência energética e 7,694 €/h de poupança de energia. As produções de eletricidade, refrigeração e aquecimento são de 4.6 kW, 7.1 kW e 59.4 kW respectivamente. Estes resultados são obtidos para a razão de pressão de turbina 3,6, a temperatura de entrada da turbina 195,5°C e R141b como fluido de trabalho.

Li et al. (2016) apresentaram a otimização e operação do sistema de trigeração em seu projeto a partir de análises energéticas, econômicas e ambientais. O método de ponderação e a teoria de seleção ótima difusa são empregados para avaliar o desempenho integrado dos sistemas de trigeração com várias estratégias de operação. Os resultados mostraram que os hotéis têm a maior contribuição (42,28%) para a economia de energia com base no submodelo de análise energética, devido às suas cargas de eletricidade relativamente estáveis. Assim, os sistemas de trigeração

reduzem os custos totais anuais e as emissões de poluentes para todos os casos de operação em comparação com o sistema de referência para hotéis e escritórios, mas não atinge méritos econômicos para edifícios residenciais. Além disso, os resultados demonstraram que o sistema de trigerção acionado por motor a gás apresenta melhor desempenho do que acionado por turbina a gás.

Há também trabalhos que tratam de sistemas de poligeração, assim há a possibilidade de além da geração de 3 formas de energia o sistema pode ser capaz também de armazenar, através de tanques de armazenamento, parte dessa energia para uso posterior. Bellos *et al.* (2018), investigaram termodinamicamente um sistema de poligeração acionado por energia solar e uma caldeira de biomassa. Coletores solares parabólicos acoplados a um tanque de armazenamento são usados para produzir calor útil em altos níveis de temperatura ($\sim 350^{\circ}\text{C}$). O sistema inclui um ciclo Rankine orgânico e um ciclo de compressão de vapor para que a eletricidade e o resfriamento sejam produzidos, respectivamente. Além disso, o calor útil é produzido em dois níveis de temperatura (50°C e 150°C) e, portanto, há quatro saídas de energia úteis. O sistema foi otimizado em condições de estado estacionário e, em seguida, o design mais adequado foi investigado em condições dinâmicas para todo o período do ano. A eficiência energética anual do sistema é de 51,26%, enquanto a eficiência exergética anual é de 21,77%. O valor presente líquido é de 165,6k €, o período de retorno de 5,13 anos, a taxa interna de retorno de 21,26%, enquanto a houve uma redução anual de CO_2 para 125 toneladas. Ebrahimi e Soleimanpour (2017) propuseram e simularam um ciclo combinado de aquecimento e potência de resfriamento compreendendo uma micro turbina a gás, um chiller de adsorção, um tanque de acumulação térmico e um sistema de recuperação de calor. Os autores analisaram o impacto da capacidade das microturbinas, da temperatura da fonte de calor e da temperatura final de exaustão no aquecimento e resfriamento combinado e no desempenho do sistema de potência e seus componentes. Dois critérios energéticos e ambientais baseados na eficiência geral e redução de emissões foram propostos para encontrar o tamanho ideal da microturbina. Os resultados mostraram que o coeficiente de desempenho do chiller atingiu 0,63 e a economia de energia primária foi estimada em 35%.

Além das análises já mencionadas, alguns autores têm dado uma maior ênfase à faceta econômica dos sistemas de trigerção operando em diferentes configurações, analisando financeiramente esses equipamentos, baseando-se nas

leis clássicas do ponto de vista termodinâmico e econômico. Pina *et al.* (2018) abordaram a questão da alocação de custos econômicos em sistemas de trigeração, incluindo o armazenamento de energia térmica para edifícios do setor comercial e residencial. À medida que os sistemas de energia se tornam cada vez mais complexos (múltiplos recursos, produtos e tecnologias; produção conjunta; armazenamento de energia), surgiu a questão da maneira apropriada de alocar o custo dos recursos consumidos. Isso é importante porque a forma como a alocação é feita afeta diretamente os preços dos produtos obtidos e, portanto, o comportamento dos consumidores. Mosaffa e Farshi (2017) analisaram termoeconomicamente um novo ciclo combinado de resfriamento, aquecimento e energia elétrica, com base na primeira e segunda leis da termodinâmica e do ponto de vista econômico. O sistema proposto inclui um ciclo Rankine orgânico, um ciclo de refrigeração ejetor e um aquecedor de água doméstico, para produzir energia elétrica, o arrefecimento e o aquecimento desejados, simultaneamente. A análise foi realizada no software ESS®. O sistema de trigeração básico é modificado pelo método regenerativo e são utilizados quatro fluidos de trabalho diferentes, R123, R236fa, R245fa e R600a. Os resultados das análises mostraram que o sistema básico, utilizando o fluido R123, tem uma maior eficiência energética e exergética, uma maior taxa de custo total e de potência produzida e uma carga de resfriamento maior quando comparado ao sistema com regeneração. A potência produzida e a carga de resfriamento mais alta foram obtidas utilizando R600a como fluido de trabalho. Além disso, as análises exergéticas mostraram que, o gerador de vapor tem a maior contribuição na destruição geral de energia, seguido pelo aquecedor de água doméstico.

Muccillo *et al.* (2015) abordou o uso de uma metodologia preditiva, desenvolvida especialmente para realizar várias análises com base nas cargas de uma instalação hospitalar específica, através do estudo da interação usuário-sistema de cogeração. As análises preditivas são realizadas usando uma abordagem multi-objetivo para encontrar configurações de planta otimizadas que se aproximem dos melhores resultados energéticos, garantindo um lucro razoável. O estudo revelou que a economia global de energia pode variar entre 4,2-17,2% e payback simples de 2,9 a 8,5 anos. Portanto, uma análise preditiva, como a proposta nesse estudo, é importante na determinação de uma solução de planta (tamanho do motor, configuração da planta, lógica de gerenciamento, número de motores, etc.) que se aproxima da melhor solução energética, garantindo um lucro razoável. As

configurações de planta e estratégias de gestão analisadas no trabalho, susceptíveis de novas melhorias, indicam economia de energia primária superior a 17% para instalações hospitalares, juntamente com payback simples de aproximadamente 3,5 anos para soluções de motores multi-gás. Essa mesma metodologia, multi-objetivo com análise preditiva, também foi utilizada em Gimelli e Sannino (2018) e Sannino (2015), e é realmente útil para analisar o desempenho do sistema de energia, uma vez que os dois objetivos escolhidos são o total de energia primária economizado e o payback simples. De fato, o primeiro deve ser maximizado, enquanto o segundo deve ser minimizado, esses dois objetivos de otimização diferentes representam, na maioria dos casos, resultados de trade-off, que determinam alguns layout ideais de planta para objetivos energéticos e econômicos. No segundo trabalho, os resultados dessa metodologia foram apresentados com referência a três usuários, dois hospitais e uma fábrica de macarrão. A metodologia de escolha do sistema de cogeração descrita e utilizada nestes dois trabalhos levou às seguintes considerações: primeiro a caracterização qualitativa do usuário térmico é capaz de produzir uma avaliação preventiva mais realista dos resultados energéticos alcançáveis. Além disso, a aplicação da metodologia em usuários com diferentes necessidades de qualidade térmica, como instalações hospitalares e planta de fabricação de macarrão, permite ampliar o domínio de usuários viáveis para aqueles com diferentes níveis de temperatura (civil, terciária, indústria de serviços, indústria pesada, entre outros). O segundo aspecto destacado é o reembolso curto possível para muitas soluções ótimas esse está relacionado à opção de escolha do motor primário.

Dando ênfase também a parte econômica, Ochoa *et al.* (2016) realizaram um estudo econômico de um sistema de micro-cogeração de energia utilizando a análise financeira (visão energética) e a análise exergoeconômica (visão exergética). O sistema utiliza gás natural como combustível primário para o acionamento de uma microturbina de 30 kWe para produzir eletricidade e água quente pelo reaproveitamento da energia do calor residual dos gases de escape por meio de um recuperador de calor, que serve como fonte de acionamento de um chiller de absorção de 35 kW de capacidade nominal. Com a aplicação da análise financeira os resultados mostraram que o sistema de micro-cogeração é viável com valores positivos de R\$ 206.540,00 de VPL, 27% de TIR e 6 anos de retorno do capital. A partir da análise exergoeconômica, o sistema de cogeração também mostrou-se viável já que o custo monetário da eletricidade é menor do que o fornecido pela companhia de eletricidade.

Em Wang *et al.* (2018) foi proposto um método exergoeconômico modificado, baseado no nível de energia, com considerações de confiabilidade, para analisar as alocações de custo em um sistema de trigeração de biomassa. A confiabilidade e disponibilidade do sistema usando a combinação de espaço de estados e o método de Markov foram incorporados ao método exergoeconômico para analisar as mudanças de custo de três produtos no sistema de trigeração. Os resultados indicaram que as taxas de falhas e reparos do sistema de gaseificação influenciam em grande parte o custo dos produtos do sistema de geração de eletricidade e do sistema de refrigeração. O custo exergético específico dos três produtos com consideração de confiabilidade aumenta aproximadamente 16%. O tempo de operação reduzido devido à falha do componente ou do subsistema foi o parâmetro chave para diminuir a receita de determinado investimento e aumentar o custo do risco.

2.1 CONTRIBUIÇÃO CIENTÍFICA

Nesta dissertação está sendo proposta uma metodologia para análise energética e financeira de um sistema de trigeração de energia. Inicialmente são apresentados os métodos de análise energética baseado na primeira lei da termodinâmica e análise financeira, bem como as propriedades de cada ponto do sistema de trigeração estudado. Um abrangente estudo paramétrico e de calibração dos componentes foi realizado e os efeitos de variações de diferentes parâmetros operacionais foram avaliados. Além disso, os resultados da simulação energética e financeira são apresentados e discutidos. Finalmente, é realizado um estudo de caso que permite determinar a melhor configuração de operação do sistema, levando em consideração os parâmetros financeiros, que satisfaça as necessidades do usuário final, neste caso, uma indústria de sorvete.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo refere-se aos conceitos teóricos da literatura. Objetiva-se nessa parte a análise das principais tecnologias do sistema de trigeriação, dando ênfase ao funcionamento interno do sistema de refrigeração por absorção. Dissertando também sobre os pontos mais importantes do sistema de trigeriação, como conceitos, classificação e contextualização dos equipamentos. Além desses fatores, pretende-se abordar os parâmetros econômicos que serão utilizados posteriormente na análise financeira. Este capítulo permitirá uma melhor compreensão do tema proposto, assim como possibilitará entender os motivos das escolhas realizadas no desenvolvimento deste trabalho.

3.1 MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Motores de combustão interna são uma tecnologia amplamente difundida e aplicada para diferentes fins, podendo ser utilizados tanto na geração de potência para transportes, como para a geração de energia elétrica.

Esses motores podem ser acionados com uma ampla variedade de combustíveis e possuem um custo inicial menor, quando comparados com as turbinas a gás, tornando-os adequados para aplicações em cogeração no setor residencial, comercial e institucional, assim como para pequenas cargas industriais (IZA *et al.* 2017). Segundo Wakui e Yokoyama (2014) o motor de combustão interna é considerado o acionador principal mais utilizado em aplicações de cogeração para pequeno e médio porte.

Comumente os motores alternativos de combustão interna são divididos por seu método de ignição: ignição por centelha (Otto) e ignição por compressão (Diesel). Os motores de ignição por centelha são os mais adequados para aplicações de menores potências de cogeração, sendo movidos principalmente a gás natural, embora possam ser configurados para funcionar com propano, gasolina ou gás de aterro. Os motores diesel são usados principalmente para cogeração de grande escala, embora também possam ser utilizados para cogeração de pequena escala. Os motores diesel são movidos a diesel ou óleo pesado e podem também ser configurados para operar em um modo dual de combustível que queima

principalmente gás natural, com uma pequena quantidade de combustível diesel piloto (ONOVWIONA e UGURSAL, 2006).

Os motores de combustão interna trabalham em ciclo aberto, utilizando o ar como fluido de trabalho. O funcionamento do motor se dá pela seguinte forma: o ar é admitido mediante sucção provocada pelo deslocamento de um pistão sobre um êmbolo, no qual é adicionado o combustível. Em seguida, a mistura de ar e combustível é comprimida e ocorre a conversão de energia química do combustível em energia térmica. Nesse ponto, a temperatura e a pressão são elevadas forçando o deslocamento do pistão à sua posição inicial, onde é gerado trabalho mecânico. O pistão está conectado a um eixo de manivelas, fazendo a conversão do movimento alternativo em rotativo (MORAN; SHAPIRO, 2006).

Como citado anteriormente, os motores de combustão interna podem ser utilizados com uma variedade de combustíveis, contudo, aqueles que são acionados a gás natural ganham um maior destaque por esse combustível ser considerado uma fonte energética mais limpa dentre os outros combustíveis fósseis. Sendo identificado como um forte candidato a recurso energético, sendo abundante e de fácil obtenção em comparação com o petróleo e o carvão (CHONG *et al.* 2016; MEHRA *et al.* 2017).

3.1.1 Gás natural

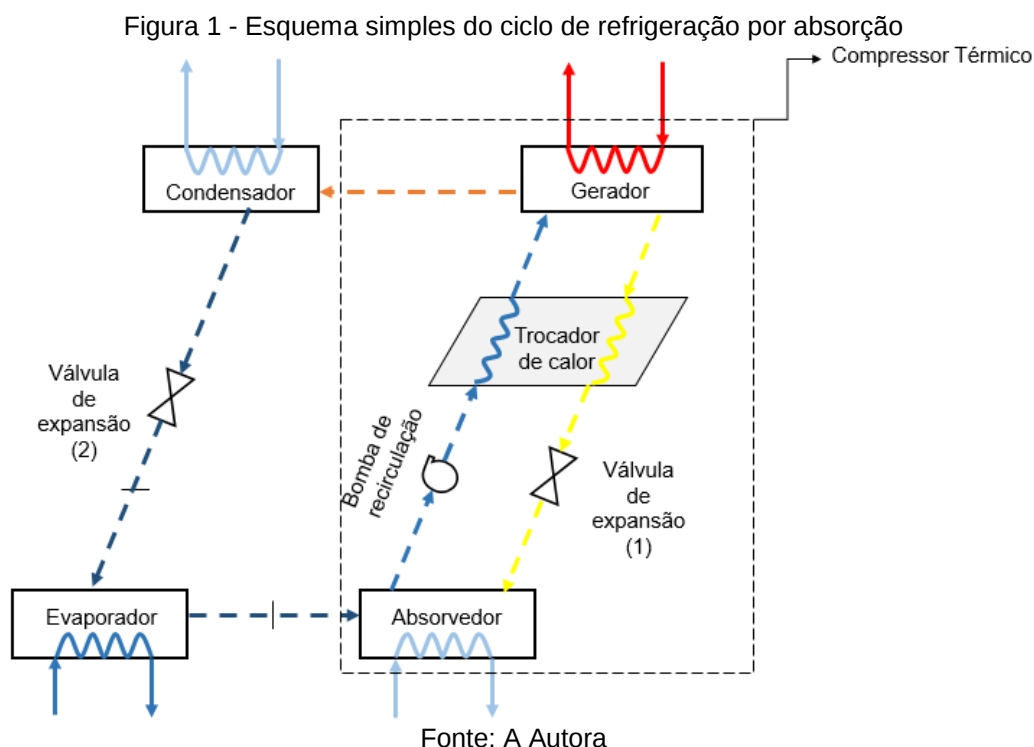
O gás natural consiste em uma mistura de gases inorgânicos e hidrocarbonetos saturados contendo principalmente metano, cuja composição qualitativa e quantitativa depende dos fatores envolvidos no processo de produção, coleta e escoamento do gás (SANTOS, 2005). Sua queima se faz com relativa facilidade, o que proporciona um elevado grau de aproveitamento e uma redução da emissão de poluentes para o meio ambiente (LEITE FILHO, 2015).

Na natureza, ele é originalmente encontrado em acumulações de rochas porosas no subsolo (terrestre ou marinho) e frequentemente, encontra-se associado ao petróleo. Podendo ser encontrado na forma associada, em poços petrolíferos e, principalmente, na forma não associada, em reservatórios de gás, onde a exploração se torna mais favorável (SANTOS *et al.* 2002). Na indústria, tem sido usado extensivamente para a geração de calor e de eletricidade, proporcionando instalações industriais mais seguras, limpas, e fáceis de operar (COSTA, 2012).

Maiores informações sobre o gás natural serão dadas no tópico 4.1.1.

3.2 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

O sistema de refrigeração por absorção (Figura 1) é constituído basicamente por gerador, condensador, válvula de expansão, evaporador, absorvedor e bomba de recirculação. Além disso, comumente é utilizado um trocador de calor contra corrente com o propósito de aumentar a eficiência do sistema.



A abordagem mais comum para explicar o ciclo de refrigeração por absorção é comparando-o com o ciclo de compressão a vapor. O princípio de funcionamento do ciclo de absorção é semelhante ao do ciclo de compressão de vapor, porém eles possuem algumas diferenças. A principal diferença é que o compressor mecânico de um chiller de compressão é de fato substituído por um compressor térmico (Figura 1) nos sistemas de absorção (CASTRO, 2018). Desse modo, o vapor refrigerante na saída do evaporador é primeiramente absorvido em uma solução absorvente, bombeado para a pressão de um nível mais alto e, em seguida, dessorvido novamente no gerador. Nenhuma energia mecânica apreciável é trocada (ou conversão de calor para o trabalho) como no caso do ciclo de compressão mecânica. Outra diferença, citada por Labus (2011), é a existência de fluido secundário além do refrigerante, nos chillers de absorção, conhecido como meio de sorção líquida ou absorvente. Por conseguinte, a ideia básica do ciclo de absorção é evitar o trabalho de compressão

usando o par de trabalho adequado: um refrigerante e uma solução que possa absorver o refrigerante (OLBRICHT *et al.* 2018).

O sistema de refrigeração por compressão a vapor é mais amplamente utilizado devido ao seu alto coeficiente de performance (COP) e menor tamanho para a mesma capacidade de refrigeração que o sistema de refrigeração por absorção (JAIN *et al.*, 2018). Contudo, mesmo apresentando um maior consumo de energia térmica, os sistemas de refrigeração por absorção são vantajosos por operarem com baixo consumo de energia elétrica. Em comparação com o chiller de compressão de vapor, o consumo de eletricidade na seção de compressão de vapor, nos sistemas de absorção, pode ser reduzido cerca de 80% (JAIN *et al.* 2015). Ademais, os sistemas convencionais de refrigeração por absorção, que são impulsionados principalmente pelo calor proveniente da queima de combustível ou do calor residual, têm uma eficiência energética primária competitiva comparada a sistemas de refrigeração acionados por eletricidade (WANG *et al.* 2016). Outra vantagem dos sistemas de refrigeração por absorção se refere à utilização de pares de fluidos de trabalho sem potencial de depleção de ozônio e baixo potencial de aquecimento global, portanto eles são bastante coerentes com a atual necessidade internacional de proteção ambiental (SÖZEN *et al.* 2004, VENTURINI *et al.*, 2006).

O funcionamento de um chiller de absorção começa quando há uma entrada de calor no gerador, onde se encontra a mistura de fluidos utilizados. O refrigerante evapora, enquanto o absorvente concentrado permanece líquido, em um processo chamado dessorção. O vapor de refrigerante flui para o condensador, onde o calor é removido pelo dissipador de calor externo, condensando o vapor refrigerante. O líquido de alta pressão passa então por um dispositivo de expansão, reduzindo sua pressão ao nível de pressão do evaporador. A entrada de calor externa faz com que o refrigerante se evapore. O vapor refrigerante de baixa pressão segue então para o absorvedor, onde, devido à afinidade química do par de fluido utilizado, ele condensa a diluição do absorvente concentrado proveniente do gerador. A solução diluída (rica em refrigerante) é então bombeada de volta para o gerador, onde ela evapora novamente, fechando o ciclo. Frequentemente, utiliza-se um trocador de calor entre o gerador e o absorvedor para obter uma melhora na eficiência do chiller. Nesse equipamento a solução forte em refrigerante que retorna ao gerador é pré-aquecida com o calor da solução fraca em refrigerante que retorna ao absorvedor.

A rejeição de calor do absorvedor e condensador acontece por meio de resfriamento à água ou ar. O uso de sistemas de absorção com resfriamento à água, utilizando torres de resfriamento, aumenta o custo inicial para a implantação do sistema, em contrapartida, as torres de resfriamento reduzem a temperatura de trabalho do gerador aumentando o desempenho do sistema, além de ser o mais indicado para sistemas de absorção devido à alta taxa de rejeição de calor do ciclo (CANTARUTTI, 2011).

Em relação à mistura binária utilizada nesses sistemas, afinidade química é a característica fundamental para o par de fluidos que irão trabalhar em um sistema de absorção. Conforme Menna (2008), em tese, quaisquer dois fluidos podem ser escolhidos, desde que eles possuam grande tendência de formar uma mistura quando em contato e possuam também uma diferença entre os pontos de ebulição para que aconteça a dessorção dos mesmos. Ademais, propriedades como viscosidade, massa específica e condições de pressão e temperatura são analisadas. Geralmente, os pares de fluidos (absorvente – refrigerante) de trabalho que são utilizados nesses sistemas são, o brometo de lítio-água ($\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$) e a água-amônia ($\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$). O primeiro é o par de fluido de trabalho mais comumente usado para aplicações de ar condicionado, enquanto o $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ é usado principalmente para fins de refrigeração, devido à capacidade da amônia de atingir temperaturas abaixo de zero. Em geral, as máquinas de absorção de $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ exigem temperaturas mais altas do gerador e têm níveis mais baixos de COP do que os resfriadores $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ (LABUS, 2011; LI; SUMATHY, 2000)

Os chillers de absorção são geralmente classificados com base no número de efeitos que empregam, uma designação que se refere ao número de vezes que o calor é reciclado dentro do equipamento para produzir resfriamento. A mudança para um ciclo de efeito mais alto leva a um COP mais alto, mas exige temperaturas de trabalho mais altas (além de um equipamento mais complexo). Em cada efeito o calor de entrada é usado em combinação com um par de fluido de trabalho para criar um compressor termoquímico que consiste em um absorvedor e gerador (SHIRAZI *et al.*, 2017)

O interesse pela utilização de sistemas de refrigeração por absorção tem aumentando devido às possibilidades de utilização de excedentes e/ou rejeições de energia térmica de processos industriais e sistemas de potência (como os gases de exaustão de motores ou turbinas a gás) como entrada energética, além de apresentar

uma alternativa tecnológica aos ciclos de refrigeração que utilizam CFC's (BOA, 2012). Atualmente, com a preocupação pela preservação ambiental, a escassez de recursos hídricos e o custo elevado para obtenção da energia elétrica, tem-se observado um interesse renovado nos ciclos de absorção, pois esses apresentam a possibilidade do uso de coletores solares, de biogás e do aproveitamento energético de calor residual de diferentes processos (GUIMARÃES, 2011).

3.3 CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO TÉRMICA

O vapor é indispensável em diversos setores da indústria. Os primeiros equipamentos destinados à geração de vapor surgiram no início do século XVIII. A necessidade de se encontrar uma fonte de calor que pudesse substituir os inconvenientes apresentados pela queima direta do carvão fóssil estimulou o desenvolvimento das unidades geradoras de vapor (GOMES, 2005).

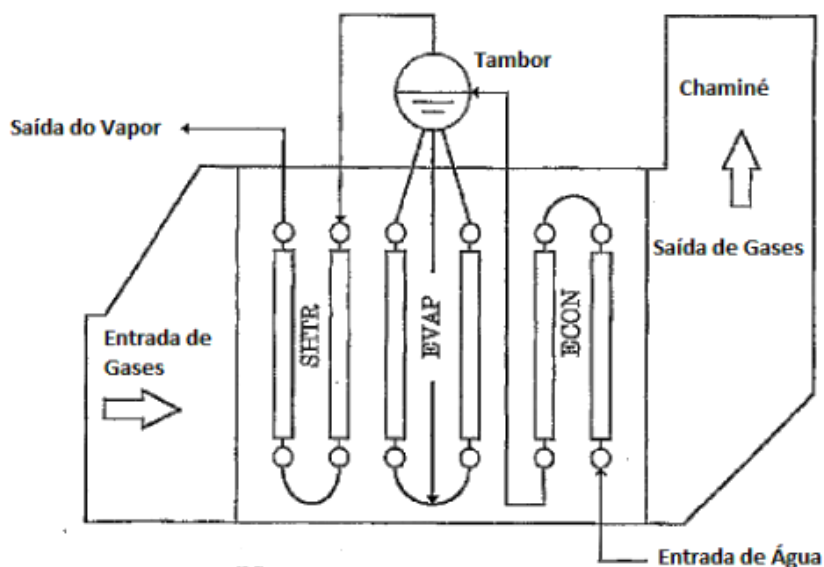
Hoje, é possível encontrar diversos meios para a produção de vapor, em especial as caldeiras de recuperação, que tem recebido uma atenção considerável principalmente por possibilitarem o reaproveitamento dos gases de escape de um motor primário em sistemas de cogeração (PINTO, 2012). Além disso, as caldeiras de recuperação podem ser projetadas para de acordo com às necessidades de qualquer instalação industrial (VIEIRA, 2015).

O principal propósito de uma caldeira de recuperação de calor (ou HRSG) é extrair energia do calor que seria desperdiçado de um motor, ou de algum outro processo de combustão de aplicação industrial, para produção de vapor (PINTO, 2012). Como mencionado por Vieira (2015), as HRSG são basicamente um trocador de calor em contracorrente, composto por uma série de seções: superaquecedor, evaporador e economizador. Esses são montados geometricamente em sequência, desde a entrada do gás até a sua saída, visando maximizar a recuperação de calor dos gases e a geração de vapor.

Como pode ser visto na Figura 2, as HRSG possuem dois caminhos de fluxos, o circuito água/vapor e o circuito de passagem dos gases. O circuito de passagem dos gases inicia-se no duto de transição dos gases para a entrada da caldeira e segue até a chaminé, local de saída dos gases. O circuito água/vapor inicia-se nos economizadores (ECON) seguidos pelos evaporadores (EVAP) e por último estágio os superaquecedores (SHTR). A geração de vapor nas caldeiras de recuperação só

é possível devido aos gases de escape estarem em um nível de energia mais elevado do que o nível de energia da água (VIEIRA, 2015).

Figura 2 - Esquema simples de uma caldeira de recuperação térmica



Fonte: Adaptado de Vieira (2015)

Existe uma grande variedade de caldeiras de recuperação, desde as que funcionam segundo o ciclo sem reaquecimento e pressão única, até os de ciclo com reaquecimento simples/múltiplo e tripla pressão. A classificação das caldeiras de recuperação pode ser feita de acordo com a sua aplicação, configuração, tipo de circulação, condições do gás e também quanto às superfícies de aquecimento. Gomes (2005) pontua que a principal classificação das caldeiras, compreende basicamente duas grandes categorias. A primeira categoria são das caldeiras de recuperação destinadas a resfriar uma corrente de gás a uma faixa de temperatura, por considerações de processo. Neste caso a energia recuperada tem caráter secundário enquanto a temperatura de saída, parâmetro de extrema importância, deve ser controlada de forma a não afetar as reações de processos a jusante da caldeira. Esse tipo de caldeira pode ser encontrado na indústria química, plantas de hidrogênio e ácido sulfúrico. Na outra categoria tem-se as caldeiras de recuperação destinadas a maximizar a energia recuperada. Este caso evidencia a importância de se resfriar a corrente de gás tanto quanto possível, atendo-se a restrições referentes à temperatura dos gases, evitando problemas de corrosão. Estas caldeiras são utilizadas em plantas de ciclo combinado e sistemas de cogeração.

3.4 TRIGERAÇÃO

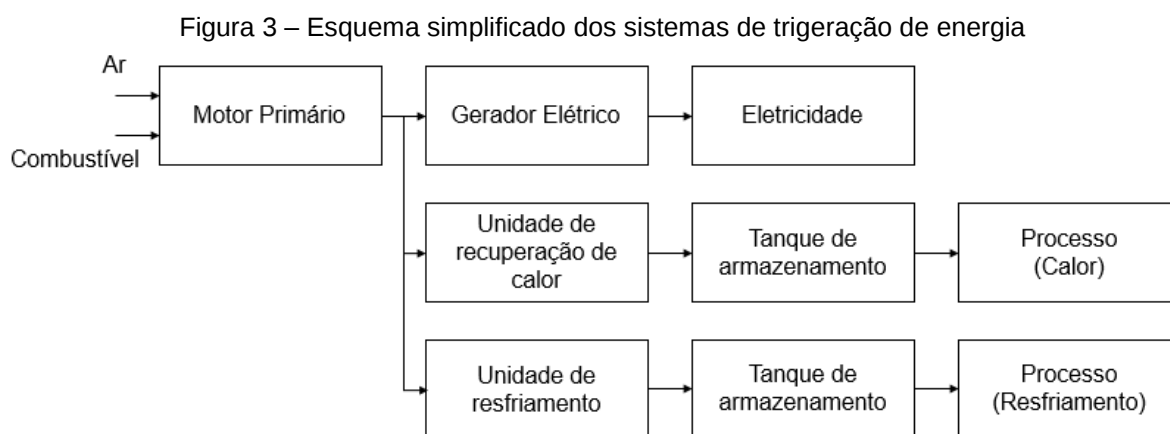
Cogeração ou produção combinada de calor e energia é o uso de um motor térmico ou estação de energia para gerar simultaneamente eletricidade e calor útil, ou seja, os requisitos de calor e energia são atendidos a partir de uma única fonte de combustível (AL MOUSSAWI *et al.*, 2017). Ela tem como principal objetivo a obtenção do máximo aproveitamento da energia contida na fonte primária, fazendo assim a utilização do combustível do modo mais eficiente e mais racional possível (ANDREOS, 2013). Assim, o calor que de outra forma seria desperdiçado no processo de produção de energia (no ambiente natural através de torres de resfriamento, gases de combustão ou outros meios) é recuperado para fornecer requisitos de calor de um processo, o que representaria uma poupança de combustível e uma redução na poluição (ORTIGA *et al.*, 2013).

Outro processo de geração simultânea que vem ganhando espaço no decorrer dos anos, é a trigeração. Essa segue o mesmo conceito da cogeração, com uma diferença, o calor perdido pelo motor primário é capturado e usado para gerar mais duas formas de energia (geralmente aquecimento e resfriamento). Os sistemas de trigeração podem obter eficiências gerais mais altas e uma redução considerável das emissões de gases de efeito estufa, quando comparados às usinas tradicionais ou até mesmos a usinas de cogeração (AL MOUSSAWI *et al.*, 2017; ANGRISANI *et al.*, 2016; FONG *et al.*, 2017; LEONZIO, 2018). As saídas de aquecimento e resfriamento podem operar simultaneamente ou alternadamente dependendo das necessidades e da construção do sistema. Em outras palavras, os sistemas de trigeração possibilitam a flexibilidade da utilização do calor residual, pois o processo pode ser adaptado às variações sazonais das demandas de energia de aquecimento e resfriamento (AL MOUSSAWI *et al.*, 2017; CAVALCANTE *et al.*, 2017; MEMON, A.; MEMON, R., 2017).

A produção combinada de eletricidade, calor e frio por sistemas de trigeração garante a máxima utilização dos recursos, reduzindo as emissões e as perdas de energia durante a distribuição, assim o principal benefício desses sistemas está ligado a economia de energia quando comparados aos sistemas convencionais. Os sistemas de trigeração são sistemas altamente integrados e caracterizados pela produção simultânea de diferentes serviços (eletricidade, aquecimento e refrigeração) por meio de várias tecnologias que utilizam combustíveis fósseis e renováveis que operam em conjunto para obter uma eficiência maior que a de um sistema convencional

equivalente (ORTIGA *et al.*, 2013). Cabe ressaltar que, a eficiência desses sistemas depende de muitos fatores, como tecnologia utilizada, tipo de combustível e tamanho das usinas, entre outros fatores (BROZICEVIC *et al.*, 2017).

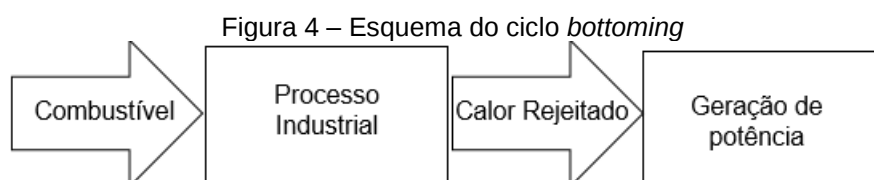
Um sistema típico de trigeriação compreende em um motor primário, ou a unidade motriz, um gerador de eletricidade, um equipamento termicamente ativado e uma unidade de recuperação de calor (MURUGAN *et al.* 2016). O princípio de funcionamento desse sistema é apresentado na Figura 3. Em primeiro lugar, combustível e excesso de ar são misturados e queimados, a fim de conduzir um motor primário que, por sua vez, dirige um gerador elétrico que produz eletricidade para uso final. A energia do escape de alta temperatura do motor primário é recuperada principalmente usando uma unidade de recuperação de calor. Utilizando um fluido de transferência de calor conveniente, o calor recuperado pode ser utilizado num processo de aquecimento específico e/ou conduzir uma unidade de resfriamento. Os tanques de armazenamento são usados para armazenar energia, uma vez que as exigências elétricas e térmicas geralmente não são harmonizadas (AL MOUSSAWI *et al.* 2017).



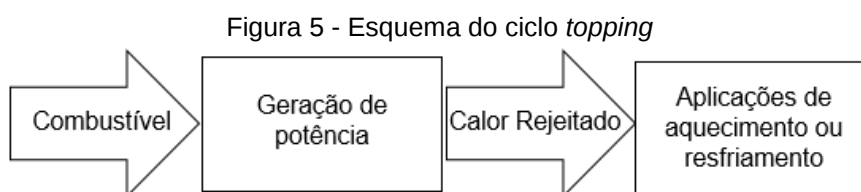
Fonte: Adaptado de Al Moussawi *et al.* (2017)

Os sistemas de cogeração e de trigeriação podem ser diferenciados e classificados de acordo com vários fatores, como por exemplo, pelo regime de operação do sistema (ou sequência de uso da energia). Em relação a esse regime, Balestiere (2002) e Oland (2004) descrevem que quando o sistema é projetado para atender primeiramente à demanda térmica, esse sistema opera em regime *Bottoming* (Figura 4), ou seja, a energia térmica de alta temperatura é o produto primário produzido pela combustão do combustível e o calor rejeitado do processo é

recuperado para gerar energia elétrica. Já quando o atendimento prioritário é da demanda elétrica, diz-se que o sistema opera em regime *Topping* (Figura 5), ou seja, o combustível fornecido é primeiro utilizado para produzir energia elétrica e depois energia térmica, que é o subproduto do ciclo utilizado para satisfazer o calor do processo ou outros requisitos térmicos.



Fonte: Adaptado de Al Moussawi *et al.* (2017)



Fonte: Adaptado de Al Moussawi *et al.* (2017)

Outra classificação possível desses sistemas é em relação ao tamanho da planta de trigeriação, e depende diretamente da potência necessária para o acionamento da mesma e da aplicação. Os sistemas de micro escala podem ter uma faixa de potência elétrica de até 50 kW, e são mais utilizados em edifícios comerciais, residenciais ou públicos. Há também os sistemas de pequena escala onde a potência elétrica pode chegar até 1,5 MW. Geralmente o motor principal de tais unidades é um motor de combustão interna. Por fim, têm-se os sistemas de grande escala, onde a potência elétrica pode chegar a centenas de megawatts. A planta geralmente consiste em sistemas grandes e complexos instalados no local. Os motores principais para unidades de grande escala de até cerca de 40 MWe são a turbina a gás de ciclo simples, ou uma turbina a vapor. Para unidades maiores que 50 MWe, um ciclo combinado de turbinas a gás é frequentemente usado, onde o vapor é gerado a partir do escapamento da turbina (AL MOUSSAWI *et al.*, 2017).

Além disso, os sistemas de trigeriação permitem o uso de variadas tecnologias de motores primários, dentre elas se destacam as turbinas a vapor, as turbinas a gás, ciclos combinados e motores de combustão interna. Tem-se ainda novas tecnologias

emergentes (como ciclo Kalina, ciclo Rankine Orgânico, Células de combustíveis, entre outras) que vem sendo estudados por diversos autores com o objetivo de melhorar cada vez mais a eficiências desses sistemas (BELLOS *et al.*, 2018; MOSAFFA; FARSHI, 2017; SHOKATI *et al.*, 2018a, 2018b). A escolha por motor, turbina ou qualquer outra tecnologia dependerá de diversos parâmetros, tais como: a relação de demanda térmica, trabalho e/ou eletricidade, preço do combustível, preço da tarifa de energia elétrica, característica da curva de demanda térmica e elétrica do empreendimento, disponibilidade de combustível, dentre tantos outros (SANTOS, 2005). Abaixo se encontra elencado as principais características de alguns motores primários, como descrito por Al Moussawi *et al.* (2016), utilizados nos sistemas de cogeração e trigeração.

- Turbinas a vapor: As turbinas a vapor são consideradas uma das tecnologias de motores primários mais multiusos e mais antigos ainda disponíveis na produção geral. Sua capacidade pode variar de 50 kWe a várias centenas de MWe para grandes usinas, vantagem que proporciona o uso amplo em sistemas de geração combinada de energia. O ciclo termodinâmico para a turbina a vapor é o ciclo de Rankine. Podem distinguir-se dois tipos de turbinas a vapor: contrapressão e extração condensada. A escolha entre eles depende principalmente das quantidades necessárias de energia e calor, qualidade de calor e aspectos econômicos.
- Turbinas a gás: Os sistemas de turbina a gás operam no ciclo termodinâmico Brayton e são geralmente alimentados por gás natural, ou por outros combustíveis como óleo combustível leve e diesel. A gama típica de turbinas a gás pode variar de uma porção de 1 MWe para centenas de MWe. Os tipos mais usados são as turbinas a gás de ciclo aberto, embora os tipos de ciclo fechado estejam disponíveis.
- Ciclo combinado: Os sistemas de ciclo combinado são aqueles consistindo de dois ciclos termodinâmicos, conectados com um fluido de trabalho, e operando em diferentes níveis de temperatura. Os sistemas de ciclo combinado mais utilizados são os que utilizam turbinas a gás e vapor, também conhecidos como sistemas Joule-Rankine. Esta combinação é tipicamente usada em geração de energia em larga escala proporcionando eficiências de energia muito altas de até 55%. A saída elétrica típica do sistema varia de 4 a 100 MW ou até mais.

Os sistemas de trиграção de ciclos combinados podem ter uma eficiência de 70-90% e uma relação potência/calor na faixa de 0,6-2.

- Motores alternativos de combustão interna: Um motor alternativo, ou pistão, converte a pressão em movimento rotativo usando pistões contidos em cilindros onde ocorre a reação química da combustão do combustível. Pode ser uma ignição de faísca, principalmente operando com gás natural e gasolina, ou um motor de ignição por compressão alimentado por produtos petrolíferos como o diesel. Para aplicações com menos de 1 MWe, os motores de combustão interna alternativos são, de longe, os equipamentos de geração de energia mais utilizados.

A trиграção é considerada uma opção atraente, especialmente quando dimensionada para se adequar a edifícios ou complexos onde são necessários suprimentos elétricos, de aquecimento e resfriamento permanentes. É particularmente interessante em países com grandes períodos de apagão de eletricidade, sob as mesmas condições (AL MOUSSAWI *et al.* 2017). Inúmeras são as vantagens dos sistemas de trиграção, como foi colocado em Al Moussawi *et al.* (2017), os sistemas de trиграção quando são submetidos as mesmas condições de carga dos sistemas convencionais possuem um menor consumo de combustível e uma eficiência geral maior. Além disso, esses sistemas têm o potencial de aumentar o acesso aos benefícios alcançados pela geração elétrica no local e reduzir as emissões e os custos operacionais (SIBILIO *et al.*, 2016).

Jradi *et al.* (2014) lista outros benefícios que podem ser obtidos para os usuários finais, a partir da instalação do sistema, por exemplo, os usuários tem uma significativa poupança de custos operacionais anuais, devido à economia de combustível, levando a um curto período de retorno financeiro, além de aumentar a confiabilidade energética devido à capacidade de funcionar com diferentes combustíveis e produzir energia elétrica e térmica no local, fornecendo uma energia de backup com qualidade superior onde quer que a energia da rede seja cortada. Os sistemas que forem ligados com a rede podem fornecer novas fontes de receita, onde o usuário vende a eletricidade em excesso e fornece vapor e calor vendável ou outros produtos específicos da indústria.

Porém a trиграção não se espalha largamente no mundo, atualmente, devido à muitas razões, por exemplo, os custos de investimento são muito maiores, pois são utilizados equipamentos mais complexos, e especialmente nos países desenvolvidos,

as condições climáticas frias tornam essa tecnologia pouco interessante devido à falta de demanda de carga de resfriamento. No entanto, sistemas que exigem quantidades comparáveis de aquecimento, resfriamento e eletricidade, como supermercados e indústrias, tornam a trigeração aplicável mesmo em países frios.

A aplicação de um sistema de energia depende das demandas locais reais, dos recursos disponíveis, bem como da justificativa e rentabilidade de seu uso. Em vista disso, é necessário adequar o sistema de trigeração ao usuário final, para que realmente haja um benefício e uma boa taxa de retorno dos investimentos realizados para a sua implantação.

3.5 PARÂMETROS ECONÔMICOS

A matemática financeira estuda a mudança de valor do dinheiro com o decurso de tempo; para isso, são analisados alguns parâmetros econômicos que permitem essa avaliação e comparação do valor do dinheiro em diversos pontos do tempo (PUCCINI, 2012). Dessa forma é possível realizar uma análise de viabilidade financeira do projeto, pois a implantação de um sistema de geração combinada de energia, que economize fontes energéticas, não garante, necessariamente, ao investidor benefícios econômicos.

Na análise de um projeto de poligeração, é necessário que os custos associados ao uso dessa tecnologia sejam relativamente menores aos custos de atendimento das demandas de maneira convencional para que esta opção se constitua em uma vantagem. Concomitantemente precisa-se considerar, também, o valor que os investimentos de aquisição dos novos sistemas têm no projeto. Dessa forma é preciso ir além da questão da análise de eficiência energética, e analisar os aspectos financeiros e, com isso, verificar a viabilidade do projeto.

A seguir, serão apresentados alguns parâmetros econômicos que podem auxiliar nesta análise de viabilidade do projeto.

3.5.1 Valor presente líquido (VPL)

O VPL nada mais é do que a diferença entre o valor presente de fluxo de caixa, FC (a soma dos valores presentes das entradas menos a soma dos valores presentes das saídas de caixa), e seu custo inicial. A taxa de desconto, i , a ser utilizada nos

cálculos é a taxa mínima de atratividade (TMA), que é uma taxa de juros que simboliza o mínimo valor no qual um investidor está disposto a lucrar quando faz um investimento (WOTTRICH, 2010). Assim, o VPL é calculado conforme a equação 1:

$$VPL = \sum_{t=1}^n \frac{FC_t}{(1-i)^t} - I_0 \quad 1$$

Por essa definição, o VPL pode ser interpretado como uma medida do valor presente da riqueza futura gerada pelo projeto (PUCCINI, 2012). O critério de decisão do método é bastante simples: se o valor do VPL for negativo, o projeto deve ser rejeitado, se o valor do VPL for positivo, tem-se um argumento para aceitar o projeto (SILVA, 2011).

3.5.2 Taxa interna de retorno

A taxa interna de retorno (TIR) é a taxa, i , que iguala o valor presente de um ou mais equipamentos, com o valor de um ou mais recebimentos do caixa (PUCCINI, 2012). Em outras palavras, o TIR é obtida quando o VPL de um projeto é zero. A equação 2 mostra como é realizado o cálculo do TIR.

$$0 = \sum_{t=1}^n \frac{FC_t}{(1-TIR)^t} - I_0 \quad 2$$

Se o valor do TIR for menor que o custo de capital ajustado ao risco, ou seja, se o TIR for menor que o TMA rejeita-se o projeto. Caso o valor do TIR seja maior que TMA tem-se um argumento para aceitar o projeto (PUCCINI, 2012). A análise é feita da seguinte forma:

- TIR > TMA. Significa que o investimento é atrativo do ponto de vista financeiro;
- TIR = TMA. Significa que o investimento é indiferente;
- TIR < TMA. Significa que o investimento não é atrativo do ponto de vista financeiro.

3.5.3 Tempo de retorno do capital (*Payback*)

O tempo de retorno de capital ou *Payback* refere-se ao tempo decorrido entre o investimento inicial até o momento em que valor desse investimento realizado no

projeto é recuperado pelo empreendedor. Este talvez seja o método mais importante na análise de viabilidade econômica de um projeto (BRANDÃO, 2004). Para a sua obtenção a seguinte condicional é estabelecida (WOTTRICH, 2010).

$$\text{Payback} = t \text{ quando } \sum_{t=0}^t FC_t = I_0 \quad 3$$

Se o valor do payback for menor que o tempo do projeto, tem-se um argumento para aceitar o projeto, em caso contrário, pode-se rejeitar o projeto. Ademais, um investimento com um menor payback é considerado a melhor opção, pois significa que o valor inicialmente investido será recuperado mais cedo, além de trazer um menor risco para o projeto.

4 MODELAGEM ENERGÉTICA DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO

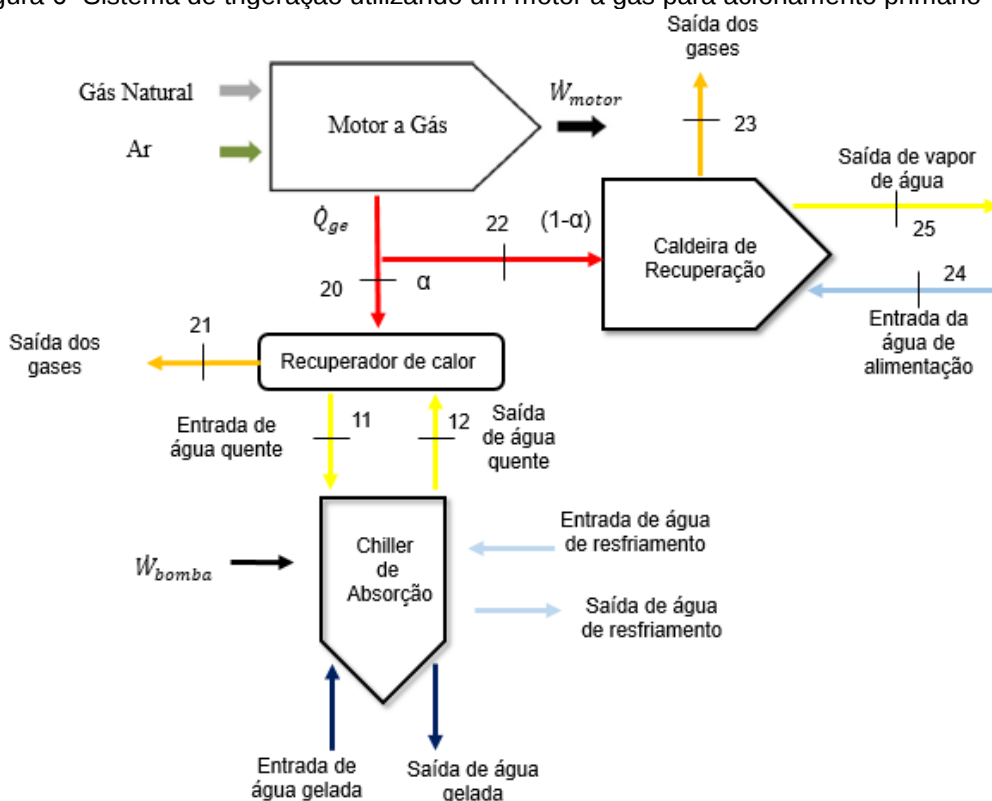
Neste capítulo são apresentadas as metodologias utilizadas para o desenvolvimento do modelo proposto que serve como base para a posterior análise termodinâmica de primeira lei do sistema de trigeriação. Através da resolução dos sistemas de equações aqui apresentadas, algumas feitas através de simulação computacional, possibilitam simular o comportamento do sistema de trigeriação em condições parciais de operação. Neste capítulo também serão indicados as simplificações e considerações realizadas para elaboração do modelo.

4.1 MODELAGEM TERMODINÂMICA DE PRIMEIRA LEI DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO

Neste tópico, pretende-se desenvolver um modelo que permita prever o comportamento de funcionamento individual de cada componente do sistema, assim como do sistema completo, levando em consideração as propriedades químicas e termodinâmicas ao longo do processo, assim como os coeficientes globais de transferência de calor dos trocadores de calor.

A análise termodinâmica realizada para o sistema de trigeriação nos oferece uma abordagem quantitativa do aproveitamento energético do sistema. O sistema é composto por um grupo moto-gerador, que funciona a partir da queima de gás natural, um chiller de absorção de simples efeito que utiliza LiBr/H₂O como fluido de trabalho, um recuperador de calor, utilizados para recuperar a energia dos gases de exaustão do motor e uma caldeira de recuperação para a produção de vapor. O objetivo elementar desse sistema é obter, a partir da combustão do gás natural, energia elétrica e posteriormente com a reciclagem dos gases de exaustão, obter água gelada através de um chiller de absorção e água quente a partir da caldeira de recuperação Figura 6.

Figura 6- Sistema de trиграção utilizando um motor a gás para acionamento primário



Fonte: A Autora

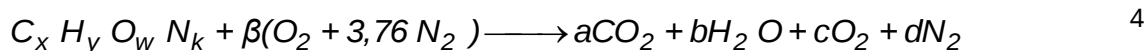
Inicialmente, combustível e excesso de ar são misturados e queimados, a fim de acionar o motor de combustão interna que, por sua vez, aciona um gerador elétrico para gerar eletricidade para uso final. A energia térmica dos gases de escape do motor primário é recuperada usando duas unidades de recuperação de calor (recuperador de calor e caldeira de recuperação). Utilizando um fluido de transferência de calor conveniente, neste caso a água, o calor é recuperado e utilizado no chiller de absorção para produzir frio, o excesso de energia dos gases de combustão destina-se a uma caldeira de recuperação, cumprindo assim as exigências da instalação.

Buscando simplificar a modelagem do sistema de trиграção, é conveniente dividi-lo em subsistemas apropriados (motor, chiller e caldeira) e que tenham relações entre si, possibilitando o cálculo das trocas de calor e trabalho na entrada e saída de cada subsistema. Posteriormente foi realizada a modelagem do sistema completo.

4.1.1 Análise da combustão do gás natural

A energia térmica dos gases de combustão foi determinada tendo como base a Lei da Conservação das Espécies, levando em consideração a quantidade de cada

hidrocarboneto presente no gás. A equação de combustão do gás natural é mostrada na Equação 4, com essa equação é possível fazer o balanceamento determinando o combustível equivalente bem como os coeficientes dos produtos da reação.



A Tabela 1 mostra a composição do gás natural utilizada neste trabalho, fornecida pela CORPEGÁS (2018b), dessa forma é possível realizar a estequiometria da equação da queima do gás natural, conhecendo assim os coeficientes estequiométricos da Equação 4.

Tabela 1 - Composição molar do Gás Natural

Substância	Fórmula Química	Porcentagem (%)
Metano	CH ₄	89,24
Etano	C ₂ H ₆	7,86
Propano	C ₃ H ₈	0,24
Dióxido de Carbono	CO ₂	1,25
Nitrogênio	N ₂	1,34

Fonte: CORPEGÁS (2018b)

Outro cálculo importante para a análise da combustão é o cálculo do Poder calorífico inferior (PCI) do gás natural (Equação 5), se faz necessário conhecer a fração molar e o poder calorífico de cada hidrocarboneto, y_i e PCI_i respectivamente. A fração molar é determinada pela composição do combustível e o PCI_i é um valor pré-determinado (tabelado), que depende do elemento analisado (Tabela 2).

$$PCI = \sum_i y_i PCI_i \quad 5$$

Tabela 2 – Poder calorífico dos componentes do Gás Natural

Substancia	Formula Química	Poder calorifico inferior (PCI_i – kJ/kg)
Metano	CH ₄	50020
Etano	C ₂ H ₆	47480
Propano	C ₃ H ₈	46360
Dióxido de Carbono	CO ₂	-
Nitrogênio	N ₂	-

Fonte: Moran e Shapiro (2006)

Por fim, o calor específico a pressão constante dos gases de exaustão, cp_{ge} , é obtido pelo somatório do produto dos calores específicos (propriedade calculada pelo EES®) dos elementos que compõem os gases de exaustão e a fração mássica de cada um dos elementos (Equação 6).

$$cp_{ge} = \sum_i y_i cp_i$$

6

4.1.2 Modelagem do conjunto moto-gerador:

Com a finalidade de realizar a modelagem do motor, os dados do fabricante Leon Heimer (SANTOS, 2005) foram utilizados para ajustar as curvas características e encontrar equações paramétricas relacionando os dados da Tabela 3.

Tabela 3 - Dados do moto-gerador Leo Heimer

Carga (%)	Vazão de gás natural (10^{-3} kg/s)	Temperatura dos gases de exaustão ($^{\circ}\text{C}$)	Potência elétrica do motor (kW)	Velocidade de operação (RPM)
37,64	4,740	583,8	74,10	1204
43,86	5,610	602,9	86,90	1403
50,11	6,373	619,6	98,40	1603
56,33	7,274	630,7	109,00	1802
62,61	8,036	656,0	120,70	2003
68,83	8,763	667,6	131,30	2202
75,09	9,317	678,8	140,90	2402
81,28	9,941	695,4	150,00	2600
87,59	10,560	712,5	157,20	2802
93,81	11,360	715,1	163,50	3001
100,00	11,600	733,5	167,20	3199

Fonte: Leon Heimer *apud* Santos (2005)

Estas equações paramétricas, 7 à 9, permitem representar o comportamento do motor. Para este trabalho buscou relacionar a vazão de combustível, a temperatura dos gases de exaustão, e a potência elétrica do motor, com a carga do motor. Essa relação foi escolhida devido à carga do motor ser um parâmetro chave para o funcionamento do sistema de trigeriação. As três equações são apresentadas abaixo.

$$\dot{m}_{gn} = 0,1114 \times 10^{-3} \times \text{carga} + 0,8378 \times 10^{-3} \quad 7$$

$$T_{ge} = 2,371 \times \text{carga} + 499,99 \quad 8$$

$$\dot{W}_{motor} = 0,0001 \times \text{carga}^3 + 0,0197 \times \text{carga}^2 + 1,0052 \times \text{carga} + 16,598 \quad 9$$

Para as três relações foram obtidos coeficientes de correlação próximos de 1 (0,9924, 0,9912 e 0,9999 respectivamente), e somente para a potência elétrica do

motor foi necessário utilizar um polinômio de terceiro grau para obter uma melhor correlação.

Considerando que a combustão acontece por meio da mistura de gás natural e ar, é necessário calcular a quantidade de ar real para queima, essa considera a quantidade ideal (estequiométrica) mais o excesso de ar previamente estabelecido (Equação 10).

$$\dot{m}_{ar, real} = \dot{m}_{ar, ideal} * \left(1 + \frac{exc}{100}\right) \quad 10$$

Com a equação da continuidade tem-se que a vazão dos gases de exaustão é dada pela soma da quantidade de ar real mais a vazão do gás natural que entra no processo de admissão do motor, como pode ser observado na equação abaixo.

$$\dot{m}_{ge} = \dot{m}_{ar, real} + \dot{m}_{gn} \quad 11$$

Dando segmento a análise energética do motor, deve-se quantificar a energia contida no combustível e a energia dos gases de exaustão (potência térmica) do motor.

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{gn} * PCI \quad 12$$

$$\dot{Q}_{ge} = \dot{m}_{ge} * c_{p_{ge}} * (T_{ge} - T_{amb}) \quad 13$$

Para finalizar a análise energética do motor e para efeitos de comparações futuras tem-se a eficiência do motor se o mesmo trabalhasse sozinho.

$$\eta_{motor} = \frac{\dot{W}_{motor}}{\dot{Q}_{comb}} \quad 14$$

4.1.3 Análise energética dos sistemas de refrigeração por absorção:

Nesta parte do trabalho foram analisadas 3 unidades de refrigeração por absorção, todas elas têm como base o sistema de refrigeração por absorção e utilizam o par LiBr/H₂O. O primeiro chiller foi o WFS-SC10 do fabricante Yazaki, de 35,2 kW de potência frigorífica, o segundo foi um chiller de 41,8 kW de potência frigorífica apresentado por Gommed e Grossman (1990) e o terceiro, Rotartica Solar 045, de 4,5 kW de potência frigorífica.

As análises energéticas dos três sistemas foram realizadas através do software EES®, utilizando a equação da primeira lei da termodinâmica, aplicando, de

forma geral, o balanço de energia, o balanço de massa e a lei da conservação das espécies, para volumes de controle em regime permanente, além disso utiliza-se correlações de calor no sistema de acordo com Herold *et al.* (2016).

O balanço de energia é aplicado a todos os volumes de controles dos trocadores de calor para quantificar as trocas de energia, e é calculado separadamente para os circuitos internos (solução de LiBr/H₂O ou refrigerante) e externos (água) do chiller. A Equação 15 demonstra a formula geral para o cálculo do balanço de energia em um volume de controle que se encontra em regime permanente.

$$\dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) = 0 \quad 15$$

O balanço de massa é aplicado para todos os volumes de controle do chiller de absorção, calculado separadamente para cada fluxo do sistema. A Equação 16 demonstra a formula geral para o cálculo do balanço de massa em um volume de controle que se encontra em regime permanente.

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s = 0 \quad 16$$

A lei da conservação das espécies ou balanço das espécies é aplicado somente no compressor térmico, composto pelo absorvedor, gerador e trocador de calor da solução. A partir dele é possível quantificar as concentrações fracas e fortes do sistema. A Equação 17 demonstra a formula geral para o cálculo do balanço de energia em um volume de controle que se encontra em regime permanente.

$$\sum \dot{m}_e x_e - \sum \dot{m}_s x_s = 0 \quad 17$$

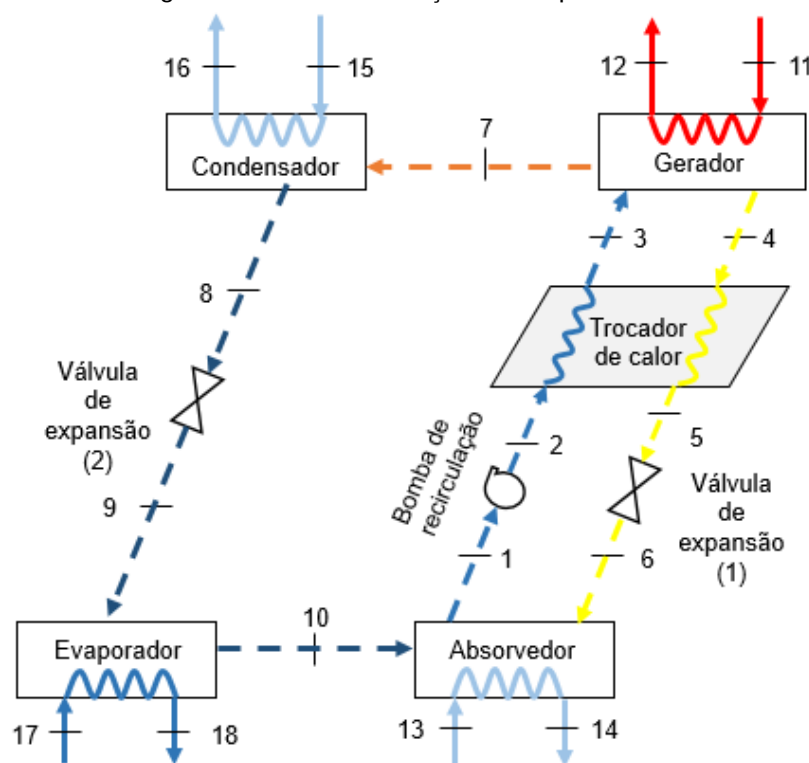
A equação que define a correlação de transmissão de calor nos trocadores de calor relaciona as temperaturas dos circuitos externos e internos do sistema. Ela é determinada em função da área de troca de calor, do coeficiente global de transmissão de calor e da diferença média logarítmica da temperatura, a qual é utilizada para o estudo do desempenho de trocadores de calor. Esta equação é aplicada aos trocadores de calor do sistema e é utilizada para o estudo do desempenho dos mesmos (HEROLD *et al.*, 2016).

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \quad 18$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{q1} - T_{f1}) - (T_{q2} - T_{f2})}{\ln\left(\frac{T_{q1} - T_{f1}}{T_{q2} - T_{f2}}\right)} \quad 19$$

Os três chillers possuem o mesmo esquema e modelagem, alterando somente a forma de resfriamento interno (o primeiro e o terceiro possuem resfriamento em série e o segundo chiller estudado apresenta resfriamento em paralelo) e os dados fornecidos inicialmente.

Figura 7 - Ciclo de absorção de simples efeito



Fonte: A Autora

Para realizar a análise termodinâmica do sistema de refrigeração por absorção foram adotadas doze condições descritas a seguir, sendo utilizadas para simplificar o desenvolvimento do modelo, mas, sem prejudicar o comportamento real do sistema de absorção.

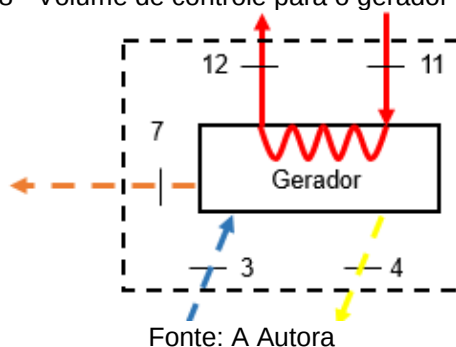
- i. Operação em regime estacionário;
- ii. A bomba da solução é isentrópica;
- iii. As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis;
- iv. As perdas de calor para o meio são desprezíveis;
- v. Somente refrigerante passa pelo condensador e evaporador;
- vi. As válvulas de expansão são adiabáticas;

- vii. A variação de pressão ocorre somente nos dispositivos de expansão
- viii. O refrigerante na saída do condensador e evaporador é saturado;
- ix. A solução de brometo de lítio tem condição de equilíbrio nas saídas do absorvedor e do gerador de vapor;
- x. Desprezaram-se as perdas de carga nas tubulações;
- xi. O volume de controle de cada equipamento envolve apenas os fluidos de trabalho de entrada e saída. Para o gerador, leva-se em consideração a energia disponível nos gases de exaustão e no evaporador, o fluxo de água gelada;
- xii. Os coeficientes globais de transferência de calor são considerados constantes ao longo do processo;

Ademais, os componentes do chiller de absorção foram modelados como trocadores de calor (exceto as válvulas de expansão e a bomba da recirculação), considerando um volume de controle em cada componente do sistema, facilitando assim a análise do mesmo. Para a modelagem será mostrado primeiramente o volume de controle do componente com os fluxos/pontos de entrada e saída, e em seguida são mostradas as equações de conservação da energia, da massa, das espécies para os fluxos internos e externos e as correlações de calor de acordo com a necessidade do volume de controle em questão.

4.1.3.1 Gerador de vapor

Figura 8 - Volume de controle para o gerador de vapor.



$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad 20$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad 21$$

$$\dot{m}_3 X_3 = \dot{m}_4 X_4 \quad 22$$

$$\dot{Q}_{\text{ger}} = (\dot{m}_3 h_3) - (\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7) \quad 23$$

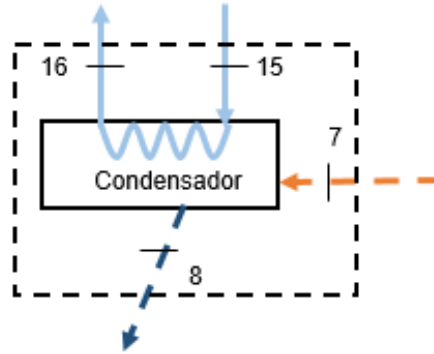
$$\dot{Q}_{\text{ger}} = (\dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{12} h_{12}) \quad 24$$

$$\dot{Q}_{\text{ger}} = UA_{\text{ger}} * \Delta T_{\text{lm,ger}} \quad 25$$

$$\Delta T_{\text{lm,ger}} = \frac{(T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_7)}{\ln\left(\frac{T_{11} - T_4}{T_{12} - T_7}\right)} \quad 26$$

4.1.3.2 Condensador

Figura 9 - Volume de controle para o condensador



Fonte: A Autora

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 \quad 27$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad 28$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = (\dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8) \quad 29$$

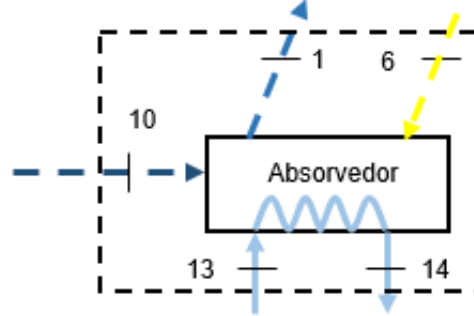
$$\dot{Q}_{\text{ger}} = (\dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_{16} h_{16}) \quad 30$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = UA_{\text{cond}} * \Delta T_{\text{lm,cond}} \quad 31$$

$$\Delta T_{\text{lm,cond}} = \frac{(T_8 - T_{15}) - (T_8 - T_{16})}{\ln\left(\frac{T_8 - T_{15}}{T_8 - T_{16}}\right)} \quad 32$$

4.1.3.3 Absorvedor

Figura 10- Volume de controle para o absorvedor.



Fonte: A Autora

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_6 \quad 33$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad 34$$

$$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_6 X_6 \quad 35$$

$$\dot{Q}_{abs} = (\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10}) - (\dot{m}_1 h_1) \quad 36$$

$$\dot{Q}_{abs} = (\dot{m}_{13} h_{13} - \dot{m}_{14} h_{14}) \quad 37$$

$$\dot{Q}_{abs} = UA_{abs} * \Delta T_{lm,abs} \quad 38$$

$$\Delta T_{lm,ger} = \frac{(T_6 - T_{14}) - (T_1 - T_{13})}{\ln\left(\frac{T_6 - T_{14}}{T_1 - T_{13}}\right)} \quad 39$$

4.1.3.4 Bomba de recirculação

Figura 11 - Volume de controle para a bomba de recirculação.



Fonte: A Autora

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad 40$$

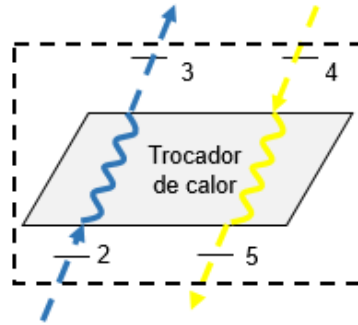
$$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_2 X_2 \quad 41$$

$$\dot{W}_{\text{bomba}} = (\dot{m}_1 v_1) * (p_2 - p_1) \quad 42$$

$$\dot{W}_{\text{bomba}} = (\dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2) \quad 43$$

4.1.3.5 Trocador de calor de solução

Figura 12 - Volume de controle para o trocador de calor



Fonte: A Autora

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad 44$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad 45$$

$$\dot{m}_2 X_2 = \dot{m}_3 X_3 \quad 46$$

$$\dot{m}_4 X_4 = \dot{m}_5 X_5 \quad 47$$

$$\dot{Q}_{\text{trc}} = (\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3) \quad 48$$

$$\dot{Q}_{\text{trc}} = (\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5) \quad 49$$

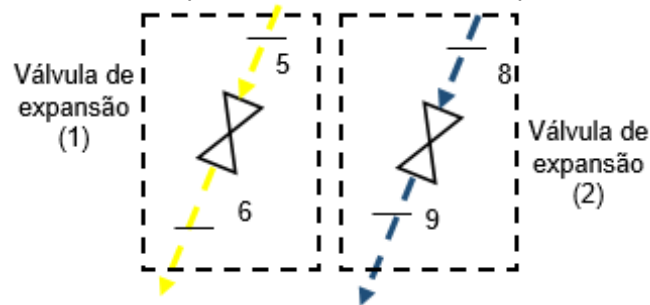
$$\dot{Q}_{\text{trc}} = UA_{\text{trc}} * \Delta T_{lm, \text{trc}} \quad 50$$

$$\Delta T_{lm, \text{trc}} = \frac{(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_4 - T_3}{T_5 - T_2}\right)} \quad 51$$

$$Eff_{\text{trc}} = \frac{\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2}{\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5} \quad 52$$

4.1.3.6 Válvulas de expansão

Figura 13 – Volume de controle para as duas válvulas de expansão do sistema.



Fonte: A Autora

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad 53$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad 54$$

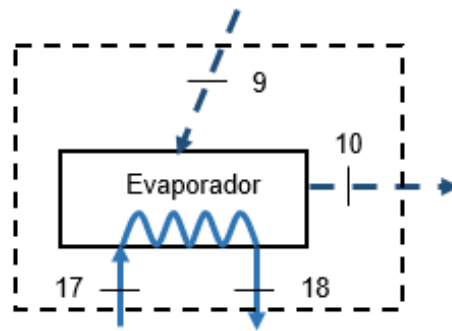
$$\dot{m}_5 X_5 = \dot{m}_6 X_6 \quad 55$$

$$h_5 = h_6 \quad 56$$

$$h_8 = h_9 \quad 57$$

4.1.3.7 Evaporador

Figura 14 – Volume de Controle para Evaporador



Fonte: A Autora

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad 58$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad 59$$

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = (\dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10}) \quad 60$$

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = (\dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_{18}h_{18}) \quad 61$$

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = UA_{\text{evap}} * \Delta T_{lm, \text{evap}} \quad 62$$

$$\Delta T_{lm, \text{evap}} = \frac{(T_{17} - T_{10}) - (T_{10} - T_{10})}{\ln\left(\frac{T_{17} - T_{10}}{T_{18} - T_{10}}\right)} \quad 63$$

4.1.3.8 Coeficiente de Performance

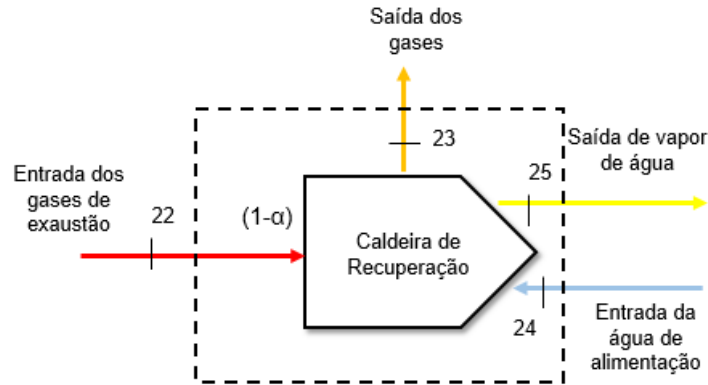
Conforme Herold *et al.* (2016) o coeficiente de performance (COP) de um sistema de refrigeração por absorção é definido pela razão entre a saída desejada (calor removido pelo evaporador) e a entrada necessária (calor fornecido ao gerador mais o trabalho da bomba) (Equação 64):

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{ger}} + \dot{W}_{\text{bomba}}} \quad 64$$

4.1.4 Análise da caldeira

Para a análise energética da caldeira foi considerado um volume de controle em torno da mesma (Figura 15), assim a modelagem foi realizada aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica, considerando apenas os dados de entradas e saídas externos do equipamento. Como pode ser observado na Figura 15, somente parte dos gases de exaustão é admitido pela caldeira (1- α).

Figura 15 – Volume de controle para a caldeira de recuperação



Fonte: A Autora

Aplicando a primeira Lei da Termodinâmica, calcula-se a potência térmica dos gases de exaustão que são admitidos pela caldeira, além de ser possível obter o calor recebido pela água de alimentação necessário para se transformar em vapor saturado.

$$\dot{Q}_{ge,cal} = \dot{m}_{ge,cal} * c_{p_{ge}} * (T_{22} - T_{23}) \quad 65$$

$$\dot{m}_{ge,cal} = \dot{m}_{ge} * (1 - \alpha) \quad 66$$

$$\dot{Q}_{vap} = (\dot{m}_{24} h_{24} - \dot{m}_{25} h_{25}) \quad 67$$

O rendimento da caldeira é a razão entre a potência térmica dos gases de escape e do vapor de água.

$$\eta_{cal} = \frac{\dot{Q}_{vap}}{\dot{Q}_{ge,cal}} \quad 68$$

4.1.5 Sistema de trиграção

Após finalizar a modelagem dos equipamentos do sistema em separado, foi realizado a análise energética do sistema completo (motor + chiller de absorção + caldeira). Devido aos chillers de absorção serem acionados por água quente, é necessário a inclusão de um recuperador de calor para reciclar os gases de escape do motor e aquecer a água que vai para o chiller. O recuperador de calor utilizado foi desenvolvido e validado por Correia (2009), e os seus dados foram inseridos no modelo para calcular a vazão, α , de gases de escape necessário para aquecer a água

a uma temperatura suficiente para acionar o chiller. Assim, também foram aplicadas a equação da primeira lei da termodinâmica e a correlação de transmissão de calor para o recuperador de calor.

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{20} * cp_{ge} * (T_{20} - T_{21}) \quad 69$$

$$\dot{m}_{20} = (\dot{m}_{ge} * \alpha) \quad 70$$

$$\dot{Q}_{rec} = UA_{rec} * \Delta T_{lm,rec} \quad 71$$

$$\Delta T_{lm,rec} = \frac{(T_{20} - T_{11}) - (T_{21} - T_{12})}{\ln\left(\frac{T_{20} - T_{11}}{T_{21} - T_{12}}\right)} \quad 72$$

A quantidade α , de gases de exaustão que é destinada ao recuperador de calor, depende diretamente da carga do motor. O sistema foi configurado para primeiramente atender a demanda de calor do chiller de absorção e só após essa demanda ser completamente satisfeita é que há a liberação de gases de escape para a caldeira. Como dito anteriormente, a fração restante desses gases ($1-\alpha$) é que irá para o acionamento da caldeira de recuperação. Os próprios gases de exaustão entram na caldeira, dispensando assim o uso de equipamento auxiliar entre o motor e a caldeira.

Por fim, temos o cálculo da eficiência do sistema de trigerção, que é definida como a razão entre a soma da energia mecânica gerada no motor, da potência de refrigeração do chiller de absorção e da potência da caldeira para a produção de água quente, pela energia do combustível queimado.

$$\eta_{trig} = \frac{\dot{W}_{motor} + \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{vap}}{\dot{Q}_{comb}} \quad 73$$

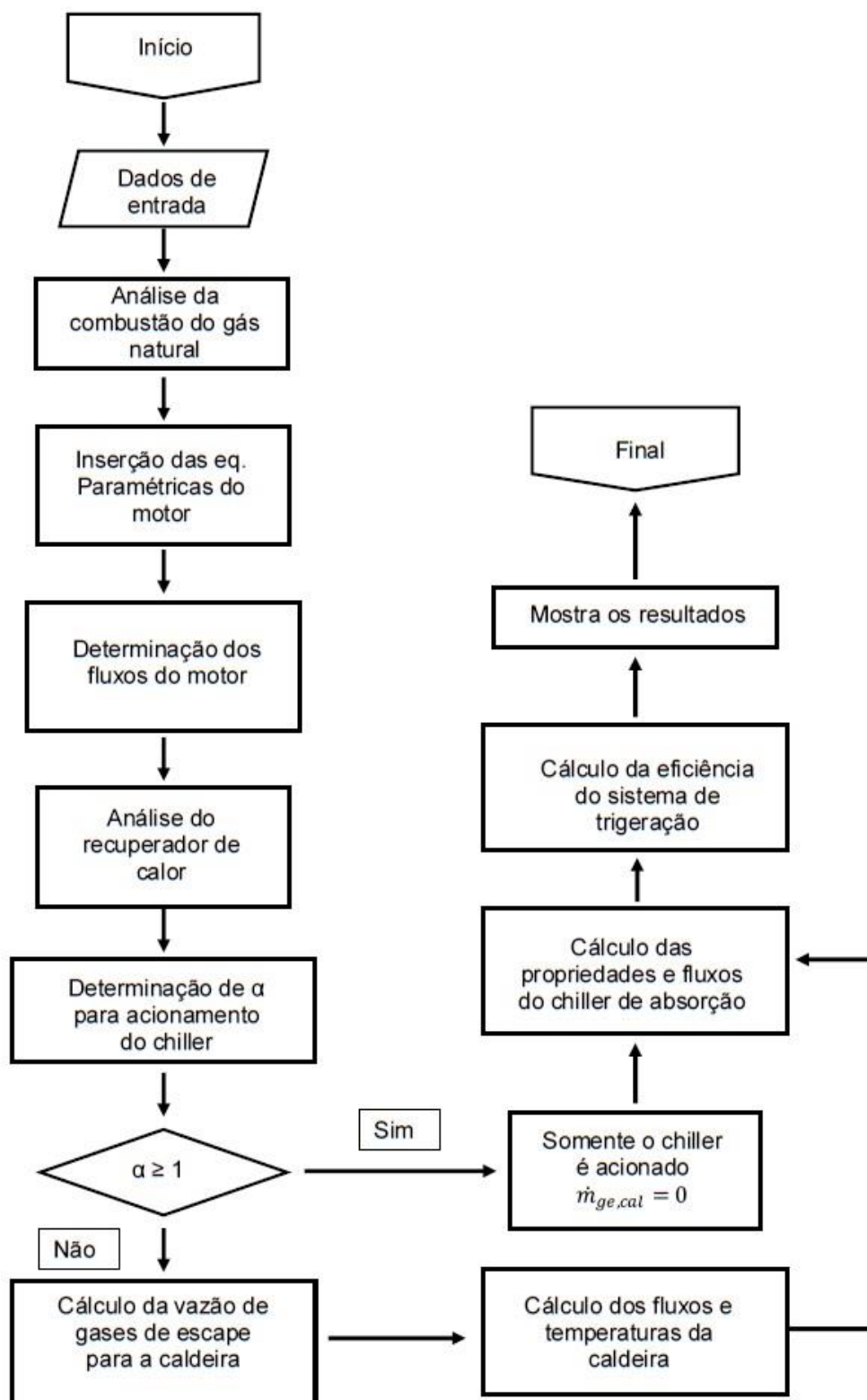
4.1.6 Programa computacional

A modelagem do sistema foi implementada no software EES®. Esse programa apresenta uma biblioteca com várias propriedades termofísicas para diversas

substâncias e que são extremamente necessárias para a resolução do modelo. A plataforma resolve os sistemas de equações não lineares através do método numérico de Newton Raphson. Ademais, o programa permite que sejam incluídas diversas funções matemáticas que ajudam a resolver o modelo.

O fluxograma do funcionamento da metodologia implementada é apresentado na Figura 16. O programa inicia com a introdução dos dados de entrada para todo o sistema, como pressões, temperaturas, propriedades dos trocadores de calor entre outros. Logo após são inseridas as equações paramétricas fornecidas pelo fabricante do motor, assim é possível analisar o motor e determinar a energia do combustível, a potência elétrica gerada pelo motor e a energia e vazão dos gases de exaustão. Dessa forma é possível analisar o recuperador de calor e determinar a vazão de gases de escape necessária para acionar o chiller de absorção. Em seguida é feita a verificação para saber se a vazão dos gases de escape serão suficientes para acionar o chiller e a caldeira ou se só é possível o acionamento do chiller. Se o motor for capaz de acionar apenas o chiller de absorção, as propriedades do chiller são calculadas, assim como seus resultados. Se os gases de escape do motor forem capazes de acionar o chiller e a caldeira, a análise da caldeira é realizada para se quantificar a energia e capacidade da mesma e também se analisam as propriedades e fluxos do chiller. Independente do caminho a seguir, o programa no final, calcula a eficiência do sistema de trigeração e mostra todos os resultados.

Figura 16 – Fluxograma da metodologia implementada



Fonte: A Autora

5 ANÁLISE ENERGÉTICA DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO

Neste capítulo são apresentados e comentados a validação dos modelos e os resultados obtidos a partir da simulação computacional. Este modelo foi obtido através da aplicação da metodologia descrita no capítulo 4, a qual modela o motor, os sistemas de refrigeração por absorção e o sistema de trigeração completo. A exposição dos resultados é realizada de forma separada; na primeira parte procura-se reproduzir o comportamento dos equipamentos em regime permanente a partir das condições nominais disponíveis, assim são identificadas as propriedades termodinâmicas, os fluxos envolvidos, a quantidade de energia envolvida, a eficiência, as temperaturas e vazões do sistema, sendo possível comparar estes resultados com a literatura (SANTOS, 2005; YAZAKI, 2003; GOMMED E GROSSMAN 1990; ROTARTICA SOLAR 045v)

Na segunda etapa pretende-se analisar os modelos propostos, simulando o desempenho dos sistemas para diferentes situações, as quais serão tratadas posteriormente.

5.1 GRUPO MOTO GERADOR

Para a validação do programa criado no EES[®], o mesmo foi simulado e comparado com o caso encontrado na literatura, apresentado por Santos (2005), para isso alguns parâmetros foram fixados como pode ser verificado na Tabela 4.

Tabela 4 - Parâmetros de entrada para o modelo computacional do sistema proposto

Motor	Dados de entrada	Valores
	Temperatura Ambiente	27 °C
	Porcentagem de Ar Teórico	115 %
	Carga do Motor	75 %

Fonte: Santos (2005)

Todavia, para a análise energética do motor, estes valores podem ser modificados conforme a necessidade da simulação. Dessa forma em alguns momentos são apresentados resultados oriundos da variação das condições de operação do sistema.

A ideia fundamental é mostrar um caso padrão de operação do grupo gerador, reproduzindo o comportamento adotado por Santos (2005) e assim corroborar os resultados com o modelo da literatura. Conforme a metodologia apresentada no capítulo 4, ao avaliar-se o motor de combustão interna acionado pelo gás natural, para a condição descrita na Tabela 4, obtém-se os resultados listados na Tabela 5, além disso, quantidade de energia disponibilizada pelo combustível é de 455 kW.

Tabela 5 - Resultado da análise do motor

Potência elétrica do motor, $\dot{W}_{motor}$	160,61 kW
Temperatura dos gases de exaustão, T_{ge}	677,9 °C
Vazão de combustível, $\dot{m}_{gn}$	0,009193 kg/s
Vazão dos gases de exaustão, $\dot{m}_{ge}$	0,1804 kg/s
Energia térmica dos gases de exaustão, $\dot{Q}_{ge}$	157,8 kW
Eficiência do motor, η_{motor}	37,14 %

Fonte: A Autora

A Tabela 6 mostra a comparação entre os fluxos de energia simulados no presente trabalho e os fluxos determinados por Santos (2005).

Tabela 6 – Comparação entre os resultados obtidos por Santos (2005) e o presente trabalho.

Fluxo de energia	Presente trabalho (kW)	Santos (2005) (kW)	Erro (%)
Potência elétrica	160,61	160,60	$6,23 \times 10^{-3}$
Potência térmica	157,80	152,00	3,8

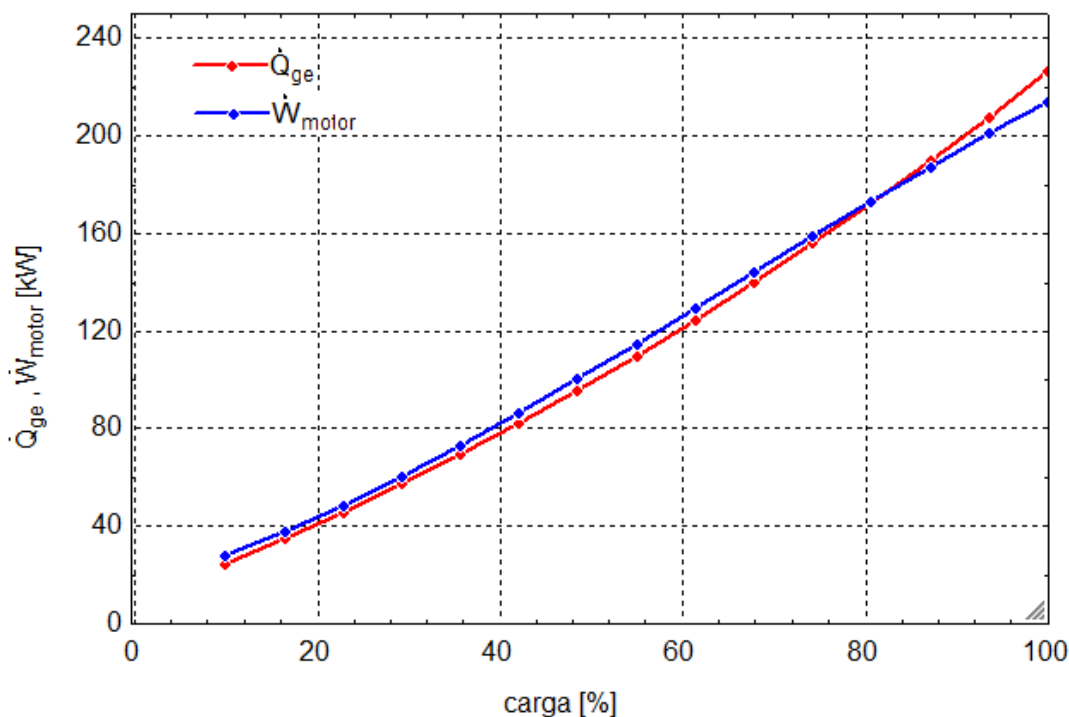
Fonte: A Autora

Pode-se visualizar a proximidade dos resultados encontrados, tanto para a potência elétrica gerada, quanto para a energia térmica, que para o caso estudado, será aproveitada. Conclui-se que o programa criado, para a simulação do grupo gerador, baseado na metodologia descrita anteriormente, permite estimar com bons resultados os parâmetros específicos do funcionamento do motor, apresentando erros menores que 4%, esses erros podem ser devido à aproximação de algumas casas decimais feita pelo software ou até mesmo pela diferença da composição do gás natural.

É de se esperar que os valores mostrados na Tabela 5 variem com as condições de operação do motor. O Gráfico 1 mostra que o aumento da carga do motor

incrementa a sua potência elétrica assim como a potência térmica, além disso, é notável que o motor a gás utilizado possui valores bem próximos de potencial térmico e elétrico.

Gráfico 1 - Relação entre a carga do motor, a potência térmica (o calor dos gases de exaustão) e elétrica do motor.

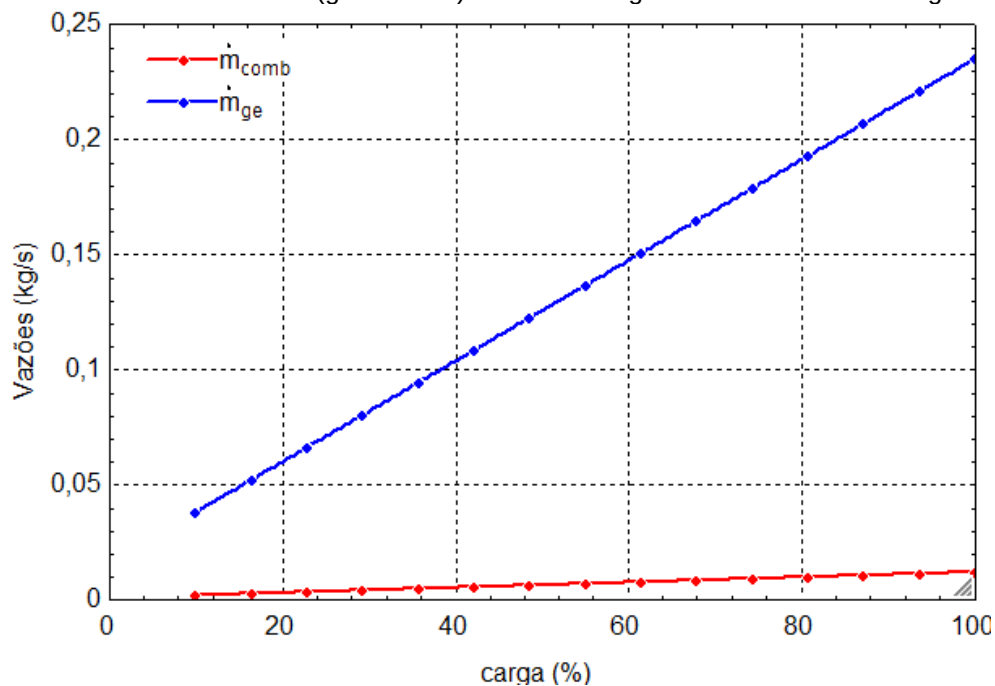


Fonte: A Autora

No Gráfico 2 pode-se observar que ambas as vazões do motor aumentam com a carga, quanto maior a carga de operação do motor, maior o consumo de combustível na câmara de combustão e consequentemente maior a vazão dos gases de exaustão. Isso acontece devido ao maior consumo de combustível, e consequentemente o aumento na vazão de ar para a mistura da combustão, havendo portanto, um aumento dos gases de exaustão, seja em vazão ou em potencial térmico.

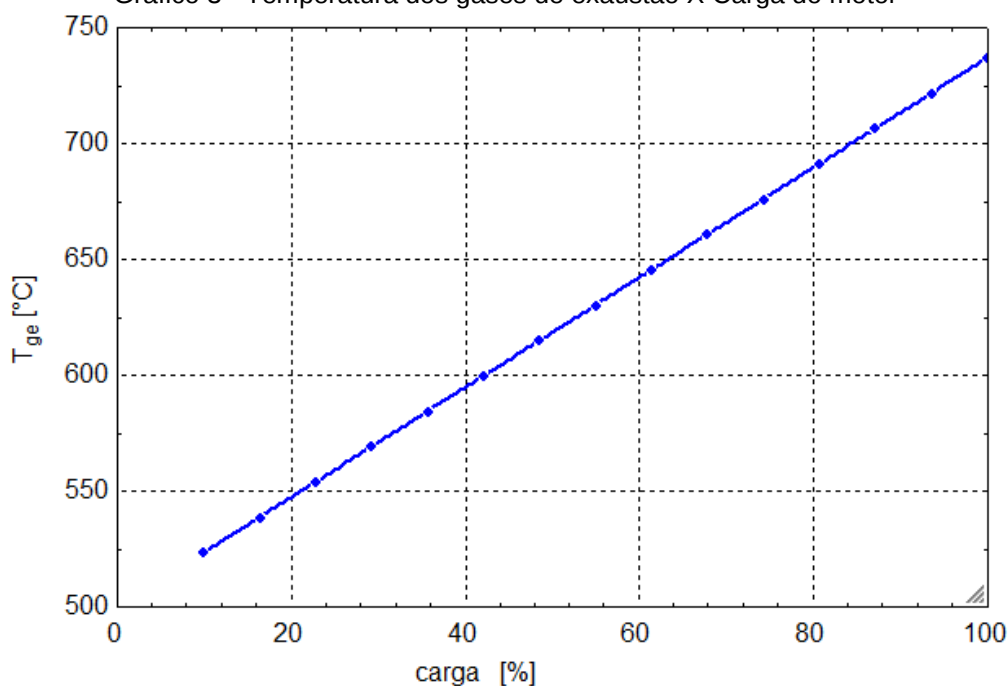
A temperatura dos gases de exaustão também se relaciona de forma proporcional à carga do motor. Esta variação é mostrada no Gráfico 3. O aumento de combustível na câmara de combustão do motor aumenta a temperatura na qual os gases de exaustão são liberados pela descarga do mesmo.

Gráfico 2 - Vazão de combustível (gás natural) e Vazão dos gases de exaustão X Carga do motor



Fonte: A Autora

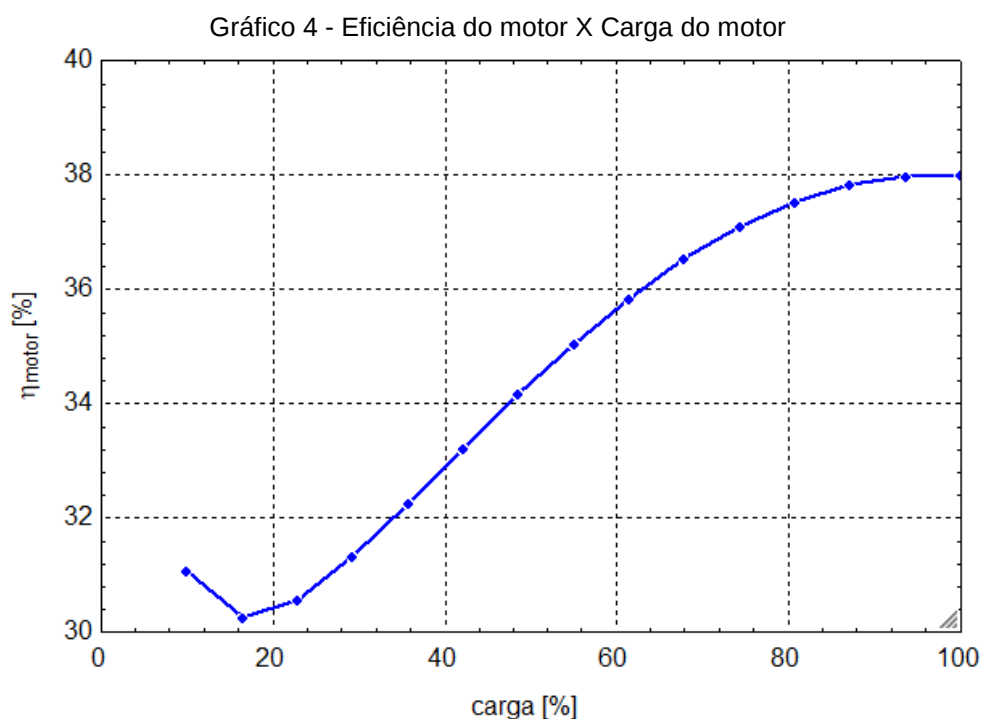
Gráfico 3 - Temperatura dos gases de exaustão X Carga do motor



Fonte: A Autora

Para a análise da eficiência do motor, considera-se que a energia térmica é desperdiçada no ambiente. A eficiência também sofre interferência quando a carga do motor é alterada, a resposta a essa variação pode ser visualizada no Gráfico 4. Nesse gráfico, constata-se que quando o motor se aproxima da sua carga máxima, a

eficiência do mesmo se torna constante e aproximadamente 38 %. Para o cálculo considerou-se somente como energia útil a potência elétrica gerada pelo motor.



Fonte: A Autora

5.2 CHILLERS DE ABSORÇÃO

A partir da análise da primeira Lei da termodinâmica, considerando o balanço de massa, de espécies, de energia e as equações que caracterizam os trocadores de calor, foi desenvolvido um modelo termodinâmico na plataforma computacional EES®. Três chillers de refrigeração por absorção de simples efeito foram analisados, em função dos dados disponíveis na literatura (YAZAKI, 2003; GOMMED e GROSSMAN, 1990; LABUS, 2011; ROTARTICA).

O primeiro caso estudado foi o chiller, WFS-SC10, de 35,2 kW de potência frigorífica, segundo os dados nominais extraídos do fabricante Yazaki (2003).

O segundo caso analisado foi o chiller de 41,8 kW de potência frigorífica segundo os dados nominais extraídos do trabalho de Gommed e Grossman, 1990.

O último caso foi o chiller de 4,5 kW de potência frigorífica, Rotartica Solar 045, segundo os dados extraídos do trabalho apresentado por Labus (2011) e do catálogo do fabricante.

Nos três casos, foram adotadas a metodologia descrita no capítulo 4, utilizando as funções do programa EES® (versão V9.994, a biblioteca dessa versão fornece dados de propriedades para misturas de brometo de lítio e água, com base nas informações do ASHRAE Handbook of Fundamentals de 1989), que permitem determinar as propriedades dos fluidos de trabalho, do circuito interno (LiBr/H₂O) e do circuito externo (água pura).

5.2.1 Caso 1 – Sistema de absorção de 35,2 kW

Este sistema foi simulado energeticamente, para determinar os estados termodinâmicos e realizar as comparações dos resultados obtidos com o dados fornecidos pelo fabricante. Os dados iniciais utilizados para a simulação e análise do caso 1 são mostrados na Tabela 7 (YAZAKI, 2003). Estes dados foram fornecidos como base referencial do comportamento do *chiller* em operação nominal, que servirão como referência de comparação para a validação do modelo matemático desenvolvido. Para a determinação dos coeficientes globais de transferência de calor do fabricante, foram utilizados os dados disponibilizados, ou seja, temperaturas e fluxos de calor, e com estes, através da utilização da equação características dos trocadores, Equação 18, foram determinados os coeficientes globais de transferência de calor por unidade de área (UA).

Tabela 7 - Dados de entrada para o chiller de absorção de 35,2kW

Produtor UA dos trocadores de calor (kW/K)	Absorvedor	7,88
	Gerador	13,79
	Condensador	10,50
	Evaporador	6,52
Trocador de calor da solução	Efetividade	0,72
Temperaturas externas (°C)	Entrada da água quente no gerador, T_{11}	88,00
	Entrada da água resfriamento no absorvedor, T_{13}	31,00
	Entrada da água gelada no evaporador, T_{17}	12,50
Vazões mássicas (kg/s)	Bomba de solução, $\dot{m}_1$	0,20
	Entrada da água quente no gerador, $\dot{m}_{11}$	2,39
	Entrada da água de resfriamento no absorvedor, $\dot{m}_{13}$	5,08
	Entrada da água gelada no evaporador, $\dot{m}_{17}$	1,52

Fonte: A Autora

Os resultados da análise energética para cada componente do sistema são mostrados na Tabela 8. O consumo elétrico do chiller é significativamente pequeno devido à potência consumida pela bomba da solução, não tendo influência significativa no COP do chiller. Além disso, reafirma-se a importância do trocador de calor da solução LiBr/H₂O, já que esse permite reaproveitar 12,82 kW de energia, para o pré-aquecimento da solução fraca de brometo de lítio, aumentando o COP, como foi especificado por Herold *et al.* (2016)

Tabela 8 - Resultados da análise energética do ciclo refrigeração por absorção de simples efeito

Taxa de transferência de calor no gerador (kW)	52,28
Taxa de transferência de calor no condensador (kW)	41,21
Taxa de transferência de calor no absorvedor (kW)	50,02
Taxa de transferência de calor no trocador de calor da solução (kW)	12,82
Taxa de transferência de trabalho na bomba (kW)	0,000741
Taxa de transferência de calor no evaporador (kW)	38,95
COP	0,74

Fonte: A Autora

A Tabela 9 mostra a comparação entre os fluxos energéticos fornecidos pelo fabricante e os simulados.

Tabela 9 - Comparação entre os valores da análise energética simulada e os fornecidos pelo fabricante

Dados	Componente	Simulação	Fabricante	Erro (%)
Fluxo de calor (kW)	Gerador	52,28	50,2	4,14
	Condensador	41,21	39,1	5,40
	Absorvedor	50,02	46,3	8,03
	Evaporador	38,95	35,2	10,65
COP	-	0,74	0,73	1,36

Fonte: A Autora

Os erros relativos apresentados na Tabela 9 permitem concluir os bons resultados alcançados pelo modelo desenvolvido, apresentando um erro máximo para o fluxo de calor no evaporador, de aproximadamente 11% quando comparado com os valores do fabricante. É importante destacar que o modelo considera os produtos UA constantes ao longo do processo de refrigeração, fato que não é totalmente certo, já que o coeficiente global U varia com as propriedades termofísicas e condições de vazões, assim como foi exposto no trabalho de Ochoa, 2010, o que pode levar a propagação de erros no comportamento energético do chiller. Outro problema foi a

utilização de aproximações, através da Equação 18 e dos dados fornecidos pelo fabricante para chegar a um valor do coeficiente global de transferência de calor, já que os mesmos não foram fornecidos.

Deve-se considerar também a incerteza das medições realizadas em laboratório, além disso, o modelo desenvolvido considerou diversas condições simplificadoras (mostradas no capítulo 4), como por exemplo, desprezar a perda de calor dos componentes para o ambiente, o que pode ter aumentado o erro dos fluxos de calor do sistema.

Como parte do estudo do modelo, foi realizada uma análise paramétrica considerando cenários de operação com o objetivo de verificar o comportamento do chiller em função dos dados do fabricante. Deve-se salientar a importância da análise paramétrica, pois ela serve para avaliar os melhores pontos de operação do sistema, bem como os limites de operação máximos e mínimos e dessa forma poder, futuramente, propor novos cenários de montagens dos equipamentos e de operação.

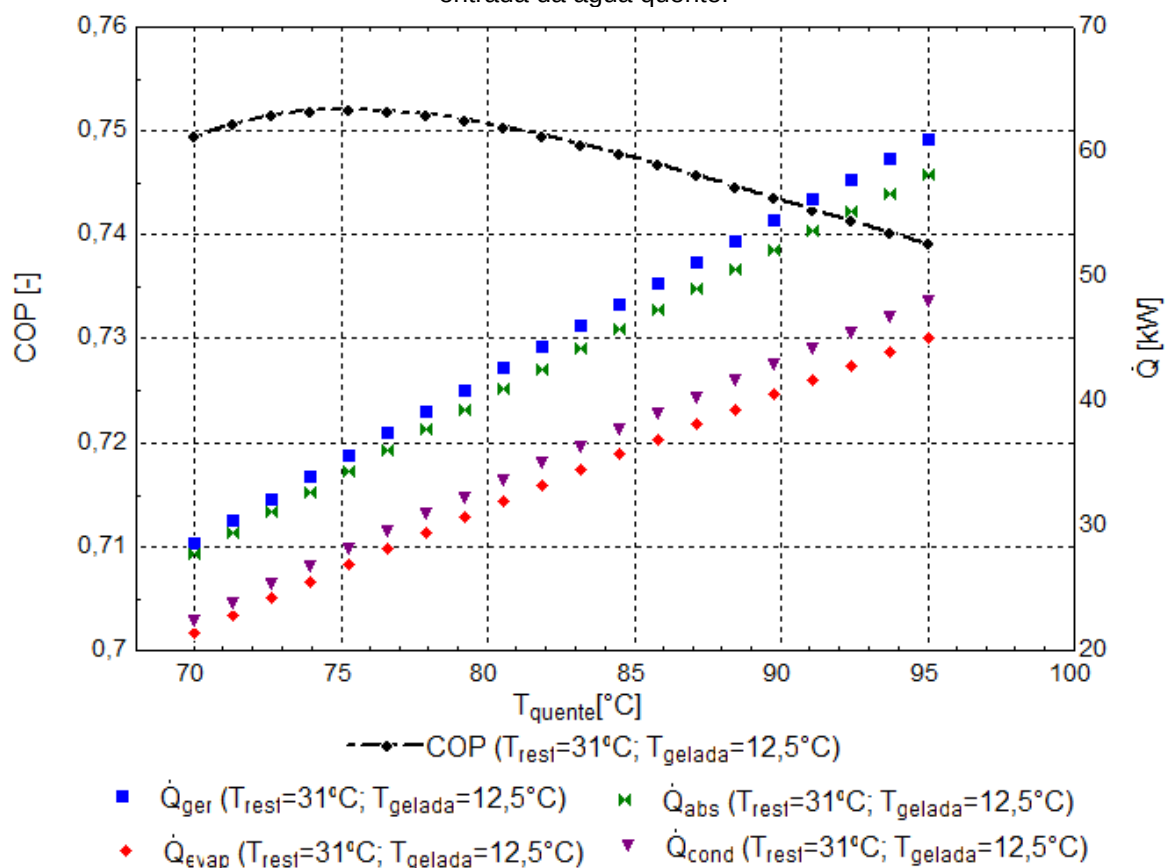
O procedimento foi desenvolvido considerando os valores propostos na Tabela 7, excetuando-se a temperatura da água quente e da água de resfriamento, para esses valores foi utilizada a faixa de temperatura recomendada pelo fabricante de 70 a 95°C e 27 a 32°C, respectivamente.

O Gráfico 5 mostra o comportamento dos fluxos de calor e o comportamento do COP, quando variada a temperatura da água quente de entrada. À medida que essa temperatura aumenta há um incremento do calor dissipado no ambiente (condensador e absorvedor), originado pelo aumento do calor requerido pelo gerador e também do calor extraído da carga térmica pelo evaporador.

O valor do COP inicialmente aumenta, à medida que a temperatura de entrada da água quente aumenta, até atingir um valor máximo de 0,75 ($T_{quente} = 77,1\text{ °C}$) e posteriormente diminui até 0,74. Pode-se perceber que o aumento na temperatura da água quente, não implica necessariamente em um aumento do COP, como seria o caso ideal termodinâmico para este tipo de equipamento. Isso porque, para valores superiores de temperatura de água quente, o calor retirado pelo evaporador aumenta em proporção menor ao calor adicionado no gerador, isso pode estar ligado a uma limitação da temperatura de trabalho do evaporador (visando evitar o congelamento do refrigerante dentro do chiller). Outro fator, que pode explicar esta redução no COP, é de que o mesmo está vinculado ao acréscimo na temperatura do refrigerante no evaporador e da solução de concentração alta na entrada do gerador, o que gera um

aumento na energia interna no condensador e no absorvedor (OCHOA, 2010; OCHOA *et al.*, 2014 e 2016).

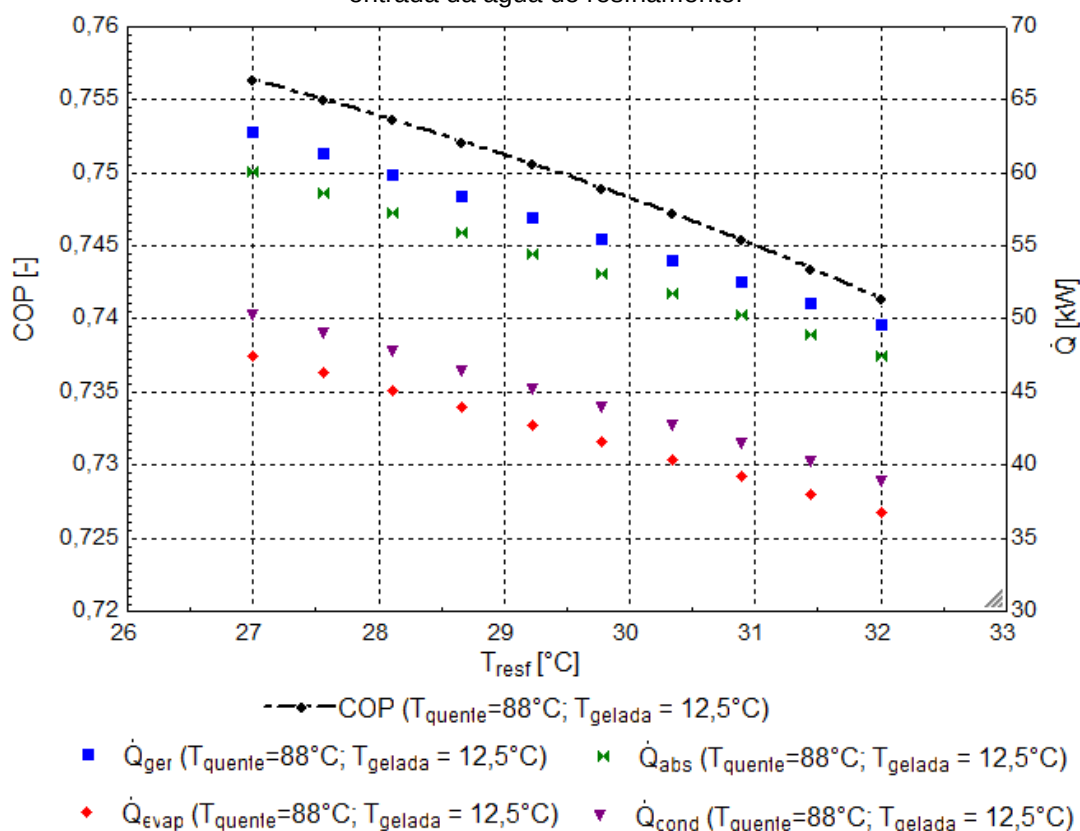
Gráfico 5 - Variação dos fluxos de calor e COP do chiller de absorção em função da temperatura de entrada da água quente.



Fonte: A Autora

O Gráfico 6 mostra a variação dos fluxos de calor e COP em função da variação da temperatura de entrada da água de resfriamento. À medida que aumenta-se a temperatura da água de resfriamento na entrada do *chiller* há uma diminuição do calor rejeitado para o ambiente e um aumento das temperaturas internas de funcionamento do *chiller* (como por exemplo a temperatura de evaporação), o que ocasiona a diminuição do calor requerido pelo gerador e por conseguinte pelo evaporador, portanto, uma diminuição do COP do *chiller* de absorção.

Gráfico 6 - Variação dos fluxos de calor e COP do chiller de absorção em função da temperatura de entrada da água de resfriamento.



Fonte: A Autora

5.2.2 Caso 2 - Sistema de absorção de 41,8 kW

Da mesma forma do caso 1, este sistema foi simulado energeticamente, para determinar os estados termodinâmicos e realizar as comparações dos resultados obtidos com os resultados encontrados na literatura (GOMMED E GROSSMAN, 1990). Os dados utilizados para a simulação e análise do caso 2 são mostrados na Tabela 10. Os dados foram retirados do trabalho de Gommed e Grossman (1990), e são utilizados como base referencial do comportamento do *chiller* em operação nominal.

Os resultados da análise energética e o fluxo de energia para cada componente do sistema, são mostrados na Tabela 11. O consumo elétrico do chiller é significativamente pequeno, não tendo influência no seu COP. Além disso, reafirma-se a importância do trocador de calor da solução LiBr/H₂O, já que permite reaproveitar 23,2 kW de energia, para o pré-aquecimento da solução fraca de brometo de lítio, aumentando o COP do equipamento.

Tabela 10 - Dados de entrada para o chiller de absorção de 41,8 kW

Produtor UA dos trocadores de calor (kW/K)	Absorvedor	6,11
	Gerador	8,48
	Condensador	17,88
	Evaporador	11,93
	Trocador de calor de solução	2,03
Temperaturas externas (°C)	Entrada da água quente no gerador, T_{11}	82,22
	Entrada da água de resfriamento no absorvedor, T_{13}	29,44
	Entrada da água de resfriamento no condensador, T_{15}	29,44
	Saída da água gelada no evaporador, T_{18}	7,22
Vazões mássicas (kg/s)	Bomba de solução, $\dot{m}_1$	0,45
	Entrada da água quente no gerador, $\dot{m}_{11}$	3,15
	Entrada da água de resfriamento no absorvedor, $\dot{m}_{13}$	3,65
	Entrada da água de resfriamento no condensador, $\dot{m}_{15}$	2,96
	Entrada da água gelada no evaporador, $\dot{m}_{17}$	2,27

Fonte: A Autora

Tabela 11 - Resultados da análise energética do ciclo refrigeração por absorção caso 2.

Taxa de transferência de calor no gerador (kW)	59,37
Taxa de transferência de calor no condensador (kW)	44,75
Taxa de transferência de calor no absorvedor (kW)	57,21
Taxa de transferência de calor no trocador de calor da solução (kW)	23,20
Taxa de transferência de trabalho na bomba (kW)	0,00125
Taxa de transferência de calor no evaporador (kW)	42,58
COP	0,72

Fonte: A Autora

Devido à falta de informações da literatura, para este caso 2, compararam-se somente os fluxos de calor do evaporador e do gerador e o COP do sistema com os resultados encontrados por Gommed e Grossman (1990). A Tabela 12 mostra a comparação entre os fluxos energéticos. Os valores confirmam os bons resultados alcançados pelo programa apresentando um erro máximo de 1,87% para a troca de calor no evaporador. Estes erros estão associados principalmente às condições simplificadoras adotadas. Outro fator determinante para a presença de erros é a diferença entre a metodologia adotada pelo software EES® (adotado nessa análise) e pelo software utilizado pela literatura para calcular as propriedades da mistura de brometo de lítio e água.

Tabela 12 - Comparação entre os valores da análise energética simulada e os fornecidos pelo fabricante

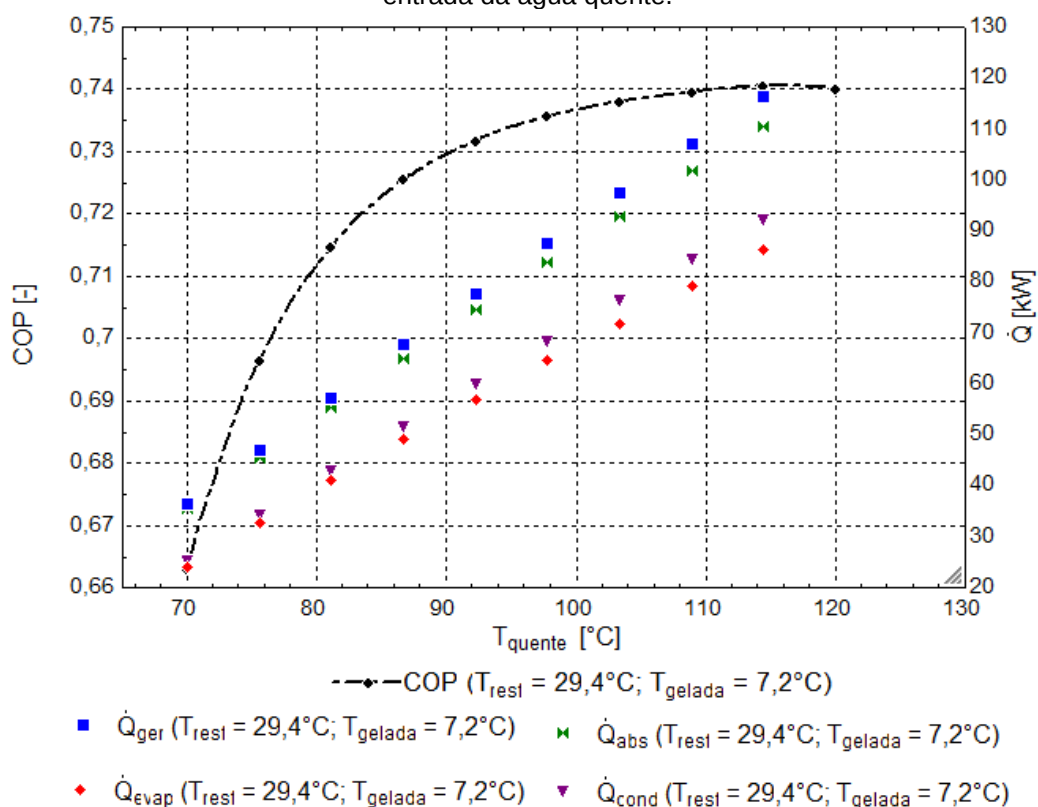
Dados	Componente	Simulação	Gommed e Grossman (1990)	Erro (%)
Fluxo de calor (kW)	Gerador	59,36	58,48	1,50
	Evaporador	42,58	41,8	1,87
COP	-	0,72	0,71	0,36

Fonte: A Autora

No caso 2, também foi realizada uma análise paramétrica com o objetivo de verificar o comportamento do chiller. O procedimento foi desenvolvido considerando os valores da Tabela 10, excetuando-se a temperatura da água quente e da água de resfriamento, para esses valores foi utilizada a faixa de temperatura de 70 a 120°C e 24 a 35°C, respectivamente.

O Gráfico 7 mostra o comportamento dos fluxos de calor e o comportamento do COP, quando variada a temperatura quente de entrada. À medida que essa temperatura aumenta há um incremento do calor dissipado no ambiente (condensador e absorvedor), originado pelo aumento do calor requerido pelo gerador.

Gráfico 7 - Variação dos fluxos de calor e COP do chiller de absorção em função da temperatura de entrada da água quente.

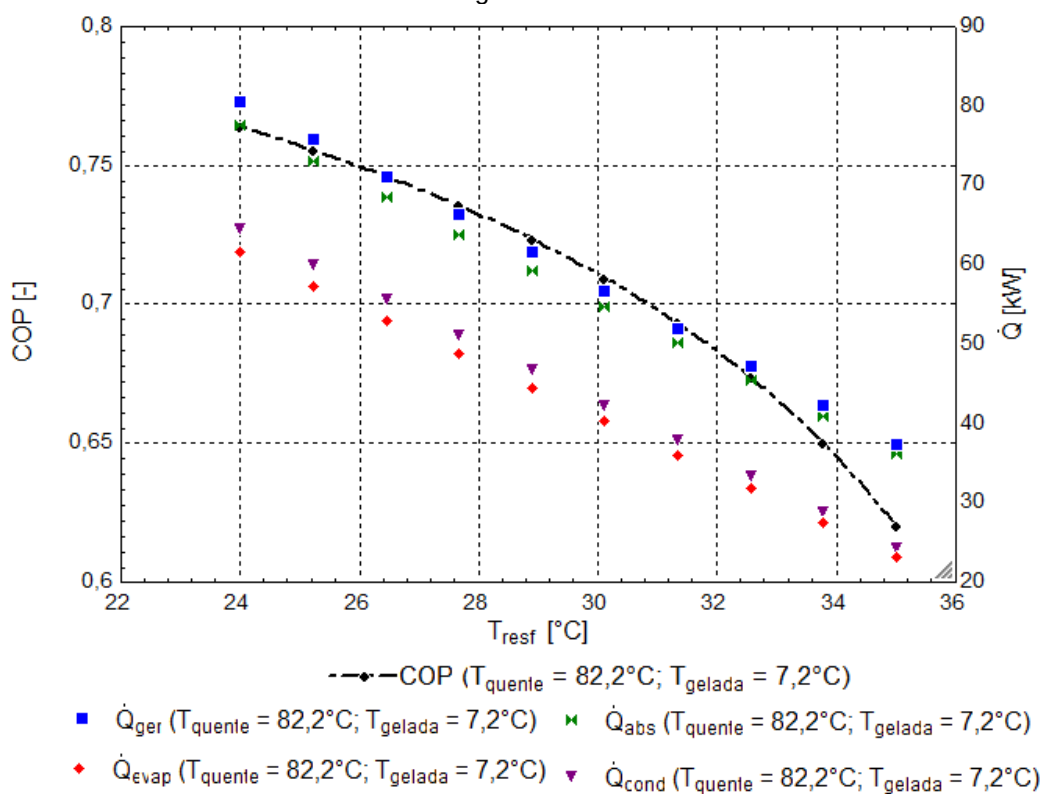


Fonte: A Autora

O valor do COP aumenta, à medida que a temperatura de entrada da água quente aumenta. Observa-se que o aumento da temperatura da água quente no intervalo de 60 a 110°C, aumenta o COP do sistema, devido à variação nas taxas de fluxo do gerador e evaporador, quase proporcional e positivo, porém a partir de 110°C o COP começa a se estabilizar em 0,74, mesmo com a capacidade de refrigeração aumentando. O problema é que a taxa de aumento da energia necessária para o acionamento do chiller é maior que a taxa de refrigeração da carga térmica, portanto, o COP permanece sem variações a partir desta temperatura.

O Gráfico 8 mostra a variação dos fluxos de calor e COP em função da variação da temperatura de entrada da água de resfriamento.

Gráfico 8 - Variação dos fluxos de calor e COP do chiller de absorção em função da temperatura de entrada da água de resfriamento.



Fonte: A Autora

O valor do COP diminui à medida que a temperatura de entrada da água de resfriamento no absorvedor aumenta. Isso porque há um aumento das temperaturas de funcionamento do chiller, o que ocasiona a diminuição do calor requerido pelo gerador e como consequência o diminui também o calor retirado pelo evaporador, ocasionando uma diminuição do COP do sistema.

5.2.3 Caso 3 - Sistema de absorção de 4,5 kW

Assim como nos casos 1 e 2, o sistema foi simulado energeticamente, para determinar os estados termodinâmicos e realizar as comparações dos resultados obtidos com os dados do fabricante. Os dados utilizados para a simulação e análise do caso 3 são mostrados na Tabela 13 (LABUS, 2011 e ROTARTICA SOLAR 045v). Estes dados são fornecidos como base referencial do comportamento do *chiller* em operação nominal

Tabela 13 - Dados de entrada para o chiller de absorção de 4,5 kW

Produtor UA dos trocadores de calor (kW/K)	Absorvedor	2,24
	Gerador	1,42
	Condensador	0,94
	Evaporador	0,79
	Trocador de calor de solução	0,09
Temperaturas externas (°C)	Entrada da água quente no gerador, T_{11}	90,00
	Saída da água de resfriamento no condensador, T_{16}	40,00
	Saída da água gelada no evaporador, T_{18}	12,00
Vazões mássicas (kg/s)	Bomba de solução, $\dot{m}_1$	0,03
	Entrada da água quente no gerador, $\dot{m}_{11}$	0,25
	Entrada da água de resfriamento no absorvedor, $\dot{m}_{13}$	0,55
	Entrada da água gelada no evaporador, $\dot{m}_{17}$	0,43

Fonte: A Autora

Os resultados da análise energética e o fluxo de energia para cada componente do sistema são mostrados na Tabela 14. O trocador de calor da solução LiBr/H₂O, permite reaproveitar 1,83 kW de energia, para o pré-aquecimento da solução fraca de brometo de lítio, confirmando sua importância para o sistema.

Tabela 14 - Resultados da análise energética do ciclo refrigeração por absorção de simples efeito

Taxa de transferência de calor no gerador (kW)	6,85
Taxa de transferência de calor no condensador (kW)	5,17
Taxa de transferência de calor no absorvedor (kW)	6,58
Taxa de transferência de calor no trocador de calor da solução (kW)	1,83
Taxa de transferência de trabalho na bomba (kW)	0,0001576
Taxa de transferência de calor no evaporador (kW)	4,90
COP	0,715

Fonte: A Autora

A Tabela 15 mostra a comparação entre os fluxos energéticos fornecidos pelo fabricante e os simulados.

Tabela 15 - Comparação entre os valores da análise energética simulada e os fornecidos pelo fabricante

Dados	Componente	Simulação	Fabricante	Erro (%)
Fluxo de calor (kW)	Gerador	6,85	7,2	-4,8
	Condensador + Absorvedor	11,75	11,7	0,46
	Evaporador	4,90	4,5	8,9
COP	-	0,715	0,67	6,78

Fonte: A Autora

Os erros relativos apresentados na Tabela 15, permitem conferir os bons resultados alcançados pelo modelo, apresentando um erro máximo para o fluxo de calor no evaporador de 8,9 %. Em todos os erros considera-se como relevante o fato de ter-se utilizado valores constantes para o coeficiente global, que gerou valores não apropriados para as propriedades dos fluidos, por parte do modelo.

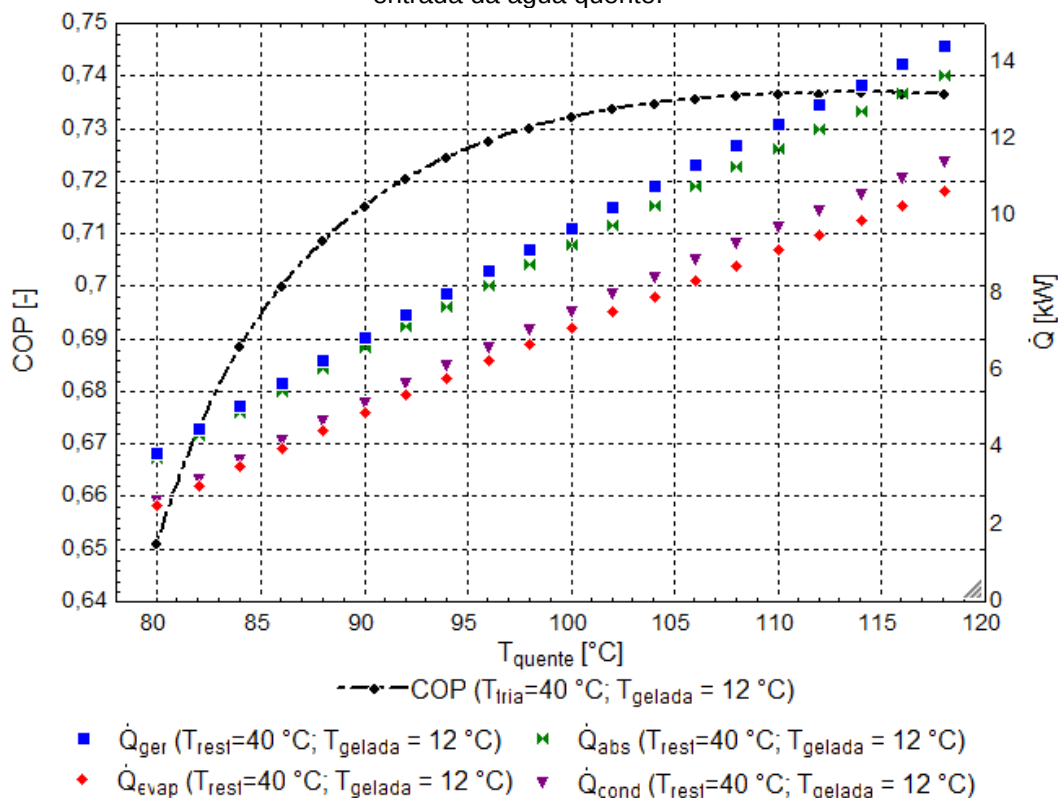
Assim como nos casos 1 e 2, foi realizada uma análise paramétrica com o objetivo de verificar o comportamento do chiller a partir do levantamento dos dados do fabricante. O procedimento foi desenvolvido considerando os valores mostrados na Tabela 13, excetuando-se a temperatura da água quente e da água de resfriamento, para esses valores foi utilizada uma faixa de temperatura de 80 a 118°C e 30 a 45°C, respectivamente.

O Gráfico 9 mostra o comportamento dos fluxos de calor e o comportamento do COP do sistema, quando a temperatura da água quente varia. À medida que essa temperatura aumenta há um incremento do calor dissipado no ambiente (condensador e absorvedor), originado pelo aumento do calor requerido pelo gerador.

O valor do COP aumenta à medida que a temperatura de entrada da água quente aumenta. Observa-se que o aumento da temperatura da água quente na entrada do chiller no intervalo de 80 a 105°C, aumenta o COP do sistema, devido à variação nas taxas de fluxo do gerador e evaporador, quase proporcional e positivo, porém a partir de 105°C, o COP começa a se estabilizar em 0,736, tendo até uma leve queda, mesmo com a capacidade de refrigeração aumentando. Isso acontece porque, como nos dois casos anteriores, para valores superiores de temperatura de água quente, o calor retirado pelo evaporador aumenta em proporção menor ao calor adicionado no gerador, até um ponto que começa a se estabilizar devido às limitações

de temperatura do evaporador. Essa limitação pode ser vinculada, ao perigo de congelamento do refrigerante (água) dentro do *chiller*, ocasionando problemas de circulação do fluido.

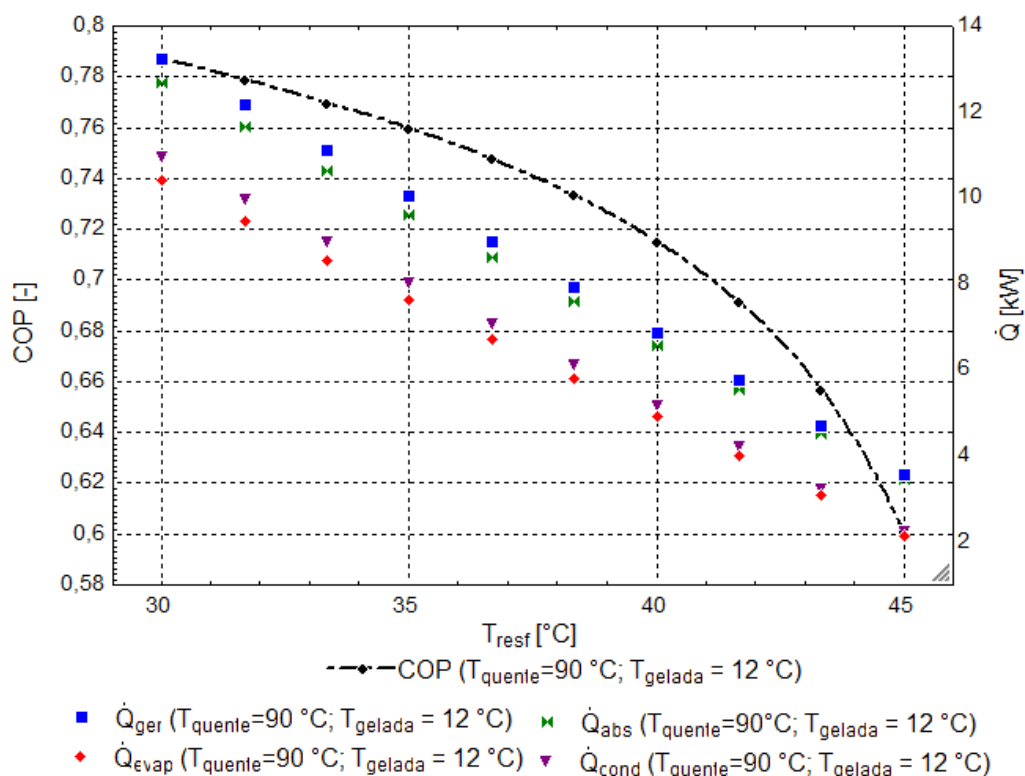
Gráfico 9 - Variação dos fluxos de calor e COP do chiller de absorção em função da temperatura de entrada da água quente.



Fonte: A Autora

O Gráfico 10 mostra a variação dos fluxos de calor e COP em função da variação da temperatura de entrada da água de resfriamento. O valor do COP diminui à medida que a temperatura de entrada da água de resfriamento no absorvedor aumenta. Pois, há um aumento das temperaturas de funcionamento do chiller, o que ocasiona a diminuição do calor requerido pelo gerador e como consequência diminui também o calor retirado pelo evaporador, ocasionando uma diminuição do COP do sistema.

Gráfico 10 - Variação dos fluxos de calor e COP do chiller de absorção em função da temperatura de saída da água de resfriamento.



Fonte: A Autora

5.3 ANÁLISE ENERGÉTICA DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO

Nesta seção foi simulado um caso especial do sistema de trigeração para determinar a eficiência do sistema e a capacidade do mesmo de gerar potência elétrica com o motor, água gelada com o chiller de absorção e vapor com a caldeira de recuperação. Para esta análise, dentre os 3 chillers disponíveis, o escolhido para compor o sistema de trigeração foi o chiller estudado no caso 1, do fabricante Yazaki. Esta escolha foi realizada em função da capacidade do chiller e pelo fato do mesmo ser de fabricação comercial.

Os parâmetros de entrada adotados foram os mesmos já mencionados na Tabela 7 para o chiller, com exceção da entrada da água quente no gerador (T_{11}) que para o sistema de trigeração foi adotada como parâmetro dependente da carga do motor, respeitando sempre os limites impostos pelo fabricante do chiller (YAZAKI, 2003). Para o motor adotou-se a carga de 100% e os demais parâmetros mencionados na Tabela 4. No caso da caldeira, como ela pode ser projetada em função da necessidade da instalação industrial (VIEIRA, 2015), foram adotados parâmetros de

entrada de acordo com a demanda do usuário (Tabela 16), neste caso a fábrica de sorvetes. A eficiência da caldeira foi adotada de acordo com o valor encontrado na literatura, 98% (JARAMILLHO, 2011).

Tabela 16 – Dados de entrada para a caldeira de recuperação

Temperatura da água de alimentação	31 °C
Temperatura do vapor de água	150 °C
Pressão de trabalho da caldeira	10 bar

Fonte: A Autora

Os resultados obtidos desta simulação preliminar são mostrados na Tabela 17. Com a carga do motor em 100%, é possível observar que os gases de exaustão possuem energia suficiente para acionar o chiller de absorção e para produzir vapor na caldeira de recuperação. Ademais, com a operação do sistema de trigerção há um ganho de eficiência de 36,5%, quando comparado com a eficiência do motor isolado.

Tabela 17 – Resultados da análise energética do sistema de trigerção

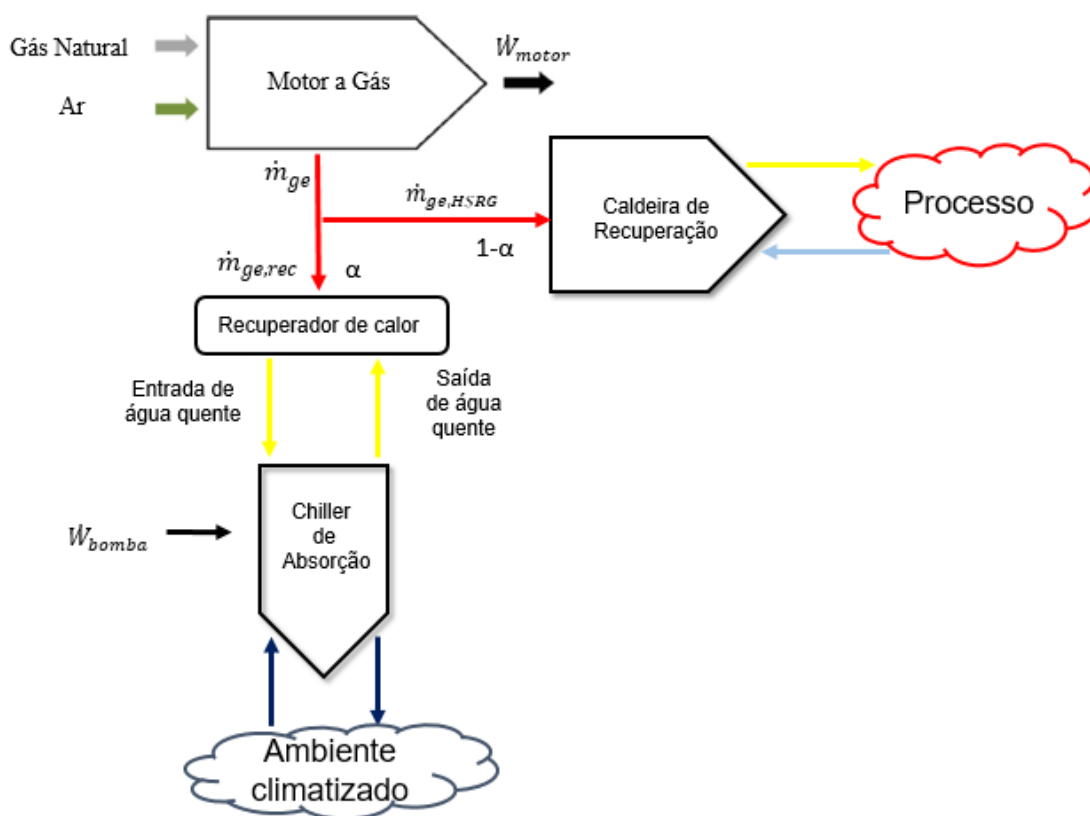
Motor	Potência elétrica do motor	214,1 kW
	Vazão dos gases de exaustão	0,2351 kg/s
Chiller	Potência de refrigeração do chiller	35,7 kW
	Vazão de gases de aproveitados pelo recuperador de calor, $\dot{m}_{ge,rec}$	0,05894 kg/s
	Vazão de água gelada produzida	1,52 kg/s
Caldeira de recuperação	Potência de aquecimento da caldeira	162,1 kW
	Vazão de gases de exaustão aproveitados pela caldeira, $\dot{m}_{ge,HRSG}$	0,1761 kg/s
	Vazão de vapor saturado produzido	0,3229 kg/s
Sistema de trigerção	Eficiência	73,68%

Fonte: A Autora

Para a configuração proposta (Figura 17), com o motor operando em 100% da carga, foram necessários apenas aproximadamente 25% dos gases de exaustão para operar o chiller trabalhando em potência máxima, os outros 75% dos gases de exaustão puderam ser reaproveitados pela caldeira de recuperação térmica produzindo vapor para a unidade fabril. É possível obter 214,1 kW de potência elétrica no motor, 35,7 kW de potência de refrigeração no chiller de absorção, o que significa uma vazão de água gelada de 1,52 kg/s a uma temperatura de água gelada de 7°C.

Obtém-se também 0,3229 kg/s de vapor saturado na caldeira, a uma temperatura de 150°C.

Figura 17 - Diagrama do sistema de trиграção



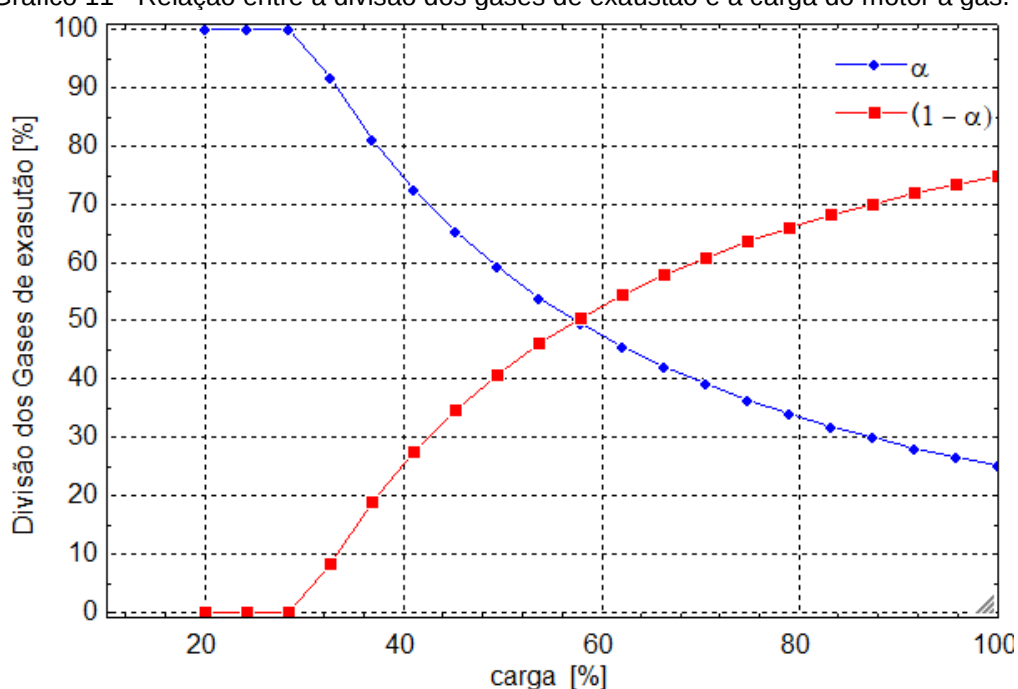
Fonte: A Autora

Na análise do sistema de trиграção é importante verificar o comportamento da divisão dos gases de exaustão entre o recuperador de calor e a caldeira, pois, na configuração proposta o objetivo inicial é abastecer o chiller e somente após atingir a temperatura de trabalho indicada pelo fabricante no gerador do chiller, o excesso de gases de exaustão são destinados para o funcionamento da caldeira. Verificou-se que considerando uma faixa segura do funcionamento do chiller para a temperatura da água quente entre 75 e 95 °C (segundo estabelecido pelo fabricante) tem-se que a carga mínima do motor para o correto funcionamento do chiller é de aproximadamente 19% e a máxima de 30%. Como escolha de projeto, foi adotada que o chiller trabalharia com uma temperatura da água quente de 88°C, para isso o motor teria que trabalhar com no mínimo 28,9% da carga.

A caldeira foi posicionada antes do recuperador de calor devido ao mesmo ser dimensionado para suprir as necessidades exclusivas do chiller de absorção. Assim,

considerará que uma parte dos gases de exaustão irão para o recuperador de calor (α) e outra parte irá para a caldeira de recuperação ($1-\alpha$), como pode ser observado na Figura 17. Somente após atender totalmente o chiller é que os gases de exaustão começam a se dividir, e tem-se um valor de $\alpha < 1$. O Gráfico 11 relaciona a carga do motor com a porcentagem de gases de exaustão que é destinado ao recuperador de calor, α . Verifica-se que a divisão dos gases, para manter o chiller funcionando seguindo as recomendações do fabricante, só é necessária para cargas acima de 28,9%.

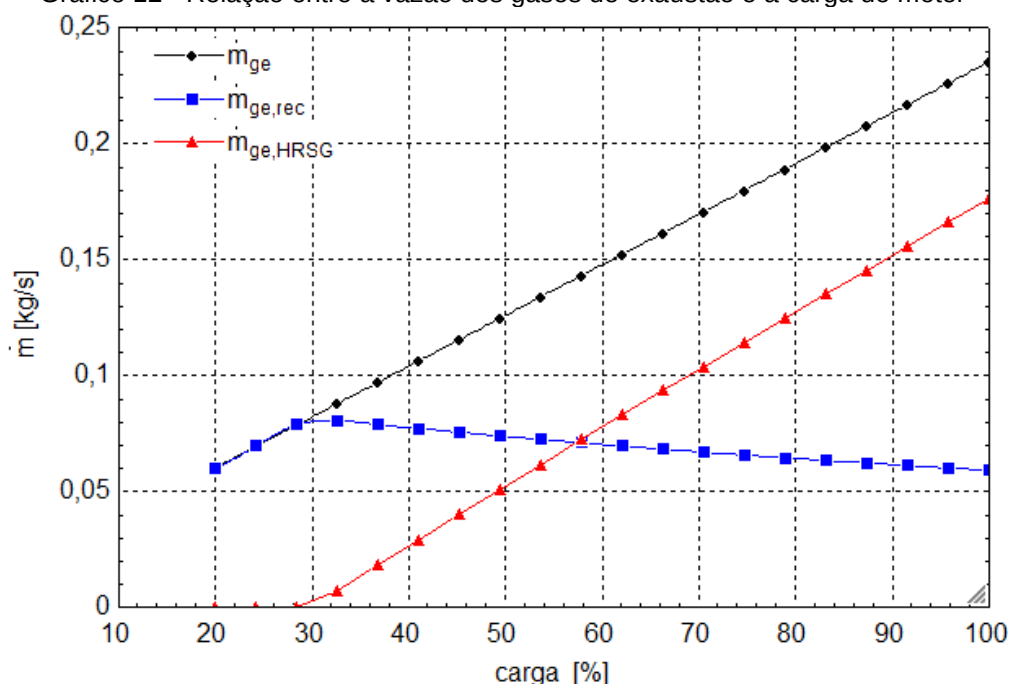
Gráfico 11 - Relação entre a divisão dos gases de exaustão e a carga do motor a gás.



Fonte: A Autora

No Gráfico 12 pode-se observar a divisão dos gases de exaustão em termos de vazão para o recuperador de calor ($\dot{m}_{ge,rec}$) e consequentemente para o chiller e a vazão para a caldeira de recuperação ($\dot{m}_{ge,HRSG}$). Inicialmente a vazão destinada à caldeira é zero, pois o motor aciona somente o chiller, ou seja, $\dot{m}_{ge,rec} = \dot{m}_{ge}$, como pode ser observado pela sobreposição dos gráficos. A vazão dos gases de exaustão para o recuperador de calor diminui com o aumento da carga do motor devido ao aumento da temperatura desses gases, sendo assim é necessária uma quantidade cada vez menor de gases para aquecer a água que é destinada ao gerador do chiller de absorção.

Gráfico 12 - Relação entre a vazão dos gases de exaustão e a carga do motor

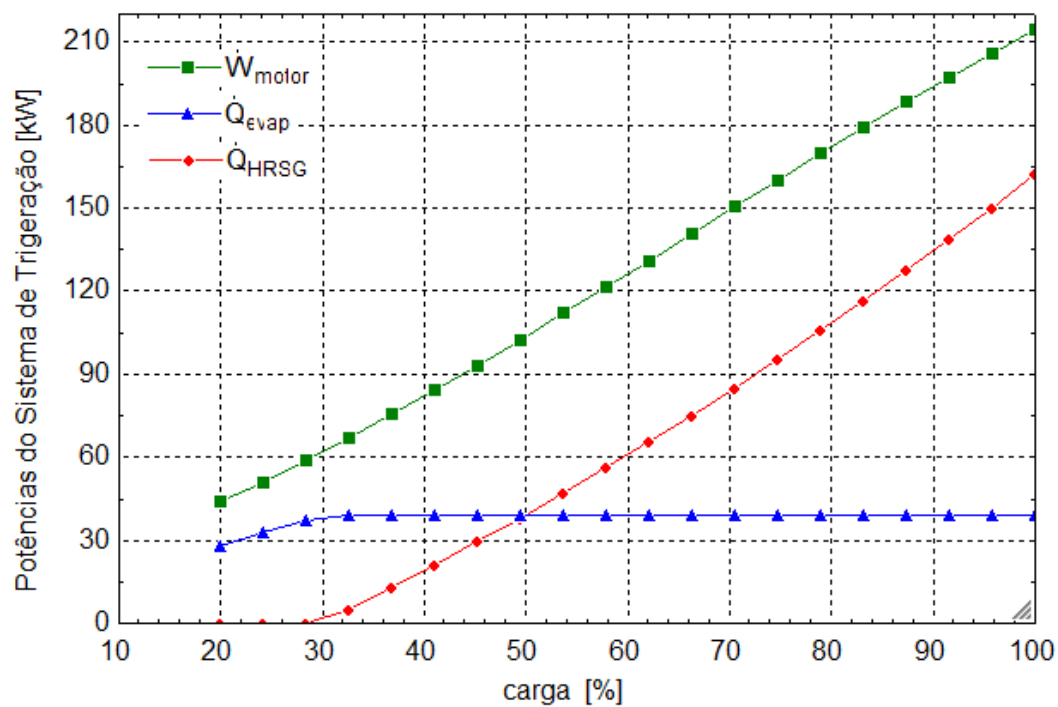


Fonte: A Autora

Outra análise interessante consiste em verificar a variação da geração da potência do motor, do chiller de absorção e da caldeira de recuperação. Como foi dito anteriormente, a caldeira só é acionada com a carga mínima do motor em 28,9%, a partir desse ponto a potência elétrica do motor e da caldeira aumenta e a do chiller se mantém constante devido às limitações do próprio equipamento. Ou seja, quanto maior a carga do motor, maior a produção de energia elétrica e de vapor de água saturado (gerado na caldeira de recuperação), enquanto que a produção de água gelada no chiller se mantém constante.

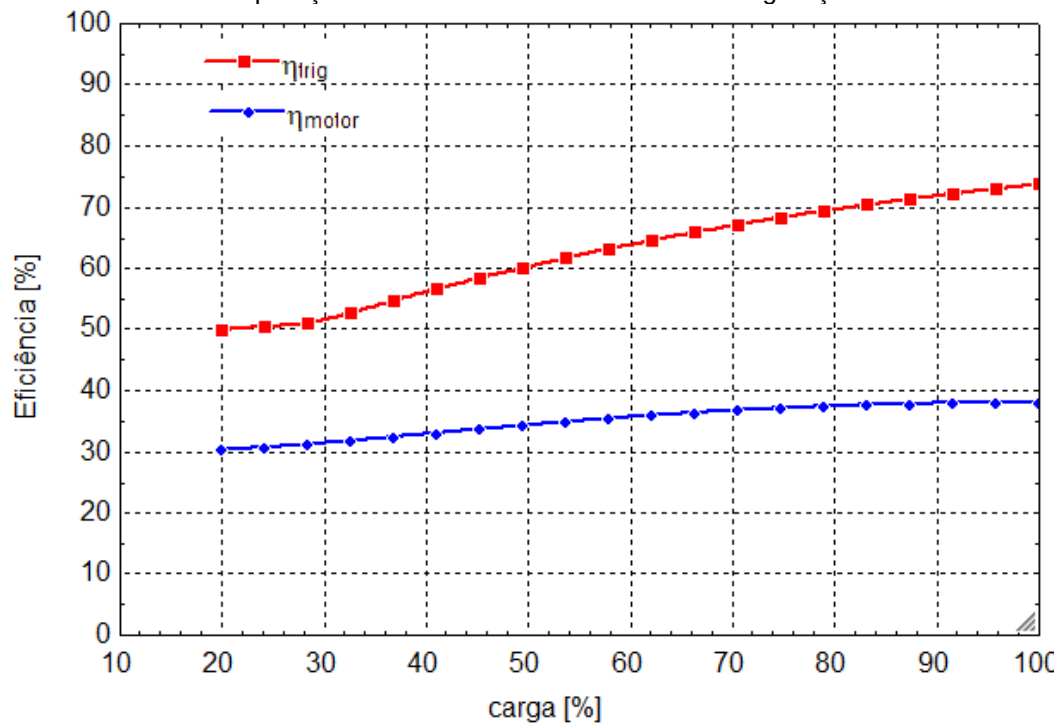
A eficiência do sistema também muda em função da carga do motor, primeiro pelo fato de só o chiller ser acionado e depois devido ao aumento da capacidade da caldeira de recuperação. Observa-se no Gráfico 14, que só pelo acionamento do chiller de absorção temos um ganho de quase 20% na eficiência do sistema, quando comparado com a eficiência do motor atuando sozinho. Essa eficiência tende a aumentar, chegando a 73%, com a atuação da caldeira de recuperação, dependendo da quantidade de vapor que a mesma gera a partir dos gases de exaustão.

Gráfico 13 – Análise da variação dos fluxos de energia do sistema de trigeriação com a carga do motor



Fonte: A Autora

Gráfico 14 – Comparação entre a eficiência do sistema de trigeriação e a do motor



Fonte: A Autora

6 ANÁLISE ECONÔMICA - ESTUDO DE CASO

Neste capítulo será realizado a análise econômica do sistema proposto, a partir de um estudo de caso, aplicando o sistema de trigeração, modelado no capítulo 4, em uma fábrica de sorvetes de cenário nacional. A primeira fase deste processo diz respeito à determinação das necessidades energéticas da instalação. Posteriormente, serão determinados os custos envolvidos para a aplicação do projeto, assim como os parâmetros econômicos adotados inicialmente. Logo após serão propostos 3 cenários novos para a fábrica, sendo realizada a análise financeira descrita no capítulo 3, que permitirá obter informações da viabilidade econômica de cada cenário.

- *No primeiro cenário será proposta a compra do motor e do chiller de absorção que será acionado pelos gases de exaustão do motor, portanto será um sistema de cogeração.*
- *No segundo caso será proposto o sistema de trigeração, composto além do motor e do chiller de absorção, pela caldeira de recuperação para a geração de vapor.*
- *No último caso, será proposto também um sistema de cogeração, formado pelo motor e pela caldeira de recuperação.*

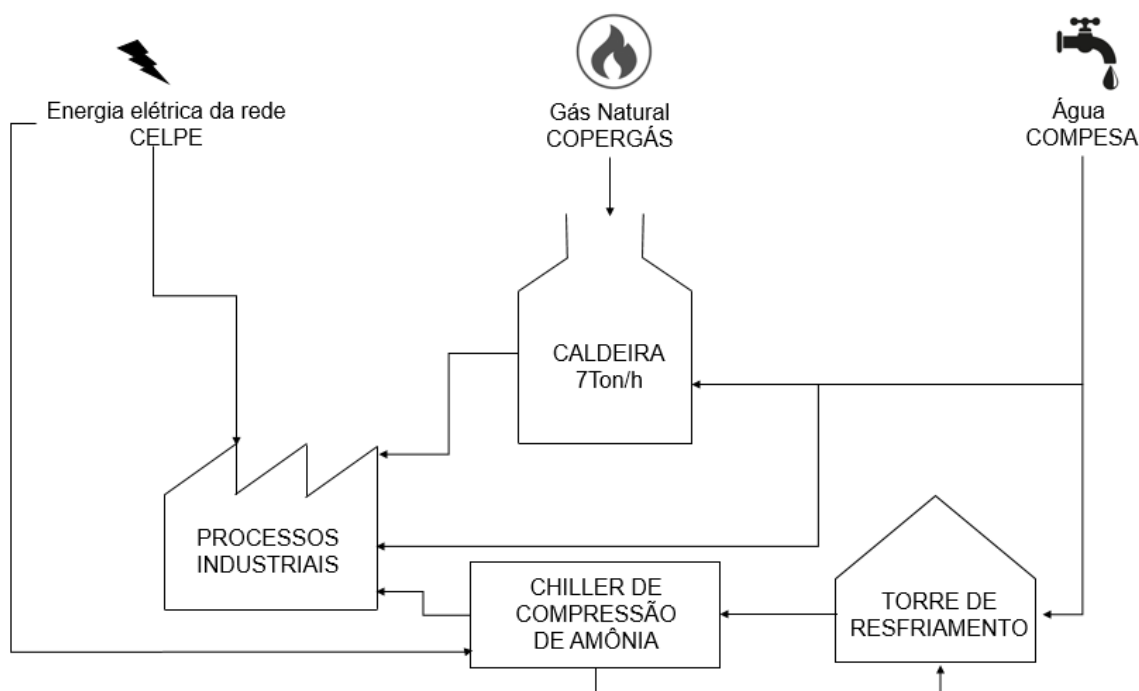
Inicialmente foi considerado para todos os cenários uma Taxa Mínima de Atratividade (TMA), igual à taxa Selic do ano de 2018, 6,4% (BANCO CENTRAL DO BRASIL, 2018), e um tempo de projeto de 10 anos.

6.1 CENÁRIO ATUAL

Este cenário foi desenvolvido de acordo com as informações obtidas sobre a fábrica (Figura 18). A empresa atualmente opera comprando energia elétrica da Companhia energética de Pernambuco (CELPE) para abastecer diversos pontos da indústria, como a área da logística, dos processos, do sistema de tratamento de água e esgoto (ETE/ETA), e do setor de utilidades. Esta energia elétrica é utilizada desde a iluminação dessas áreas, climatização, refrigeração a partir de chillers de compressão de amônia até para o acionamento das diversas máquinas utilizadas no processo. A água utilizada pela empresa é fornecida pela Companhia Pernambucana de Saneamento (COMPESA). Além disso, a fábrica também opera com caldeiras a gás natural, fornecido pela Companhia Pernambucana de gás (COPERGÁS), para a

produção de vapor. Todas as companhias de energia citadas são empresas brasileiras que detêm a concessão dos serviços públicos (venda e distribuição de energia elétrica, água e gás natural) no estado de Pernambuco.

Figura 18 –Planta simplificada da instalação industrial



Fonte: A Autora

Ademais, a fábrica opera em um regime de trabalho de 24 horas por dia, 7 dias da semana.

Para este estudo, foram consideradas as seguintes demandas diárias da fábrica:

- *Demanda média de energia elétrica = 67315 kWh*
- *Demanda média de gás natural (caldeira) = 2888,27 m³*

Dentro da demanda elétrica, tem-se um valor de 432 kWh de energia que é destinada a climatização de duas áreas da fábrica, o setor de ETE/ETA e o setor de utilidades, a carga térmica desses dois setores é de aproximadamente 35,17 kW (10 TR). O consumo de vapor da planta é de 7 Ton/h.

Pelo perfil de consumo da empresa, as taxas de energia elétrica (CELPE, 2018), água tratada (COMPESA, 2018) e de gás natural (COPERGÁS, 2018c) são mostradas na Tabela 18, a cotação foi feita no dia 27 de outubro de 2018.

Tabela 18 – Taxas dos insumos da empresa

Energia elétrica	Consumo ativo na ponta	0,5818 R\$/kWh
	Consumo ativo fora da ponta	0,3667 R\$/kWh
	Demanda ativa na ponta	7,5924 R\$/kW
	Demanda ativa fora da ponta	7,6934 R\$/kW
Água tratada	Tarifa mínima (até m ³)	76,13 R\$
	+ 10 m ³	16,13 R\$/m ³
Gás Natural	Valor normal	1,8144 R\$/m ³

Fonte: A Autora

6.2 CUSTOS ENVOLVIDOS

Os principais custos de instalação de uma usina de energia de trigeração são: o Investimento Inicial, que engloba o custo de aquisição de equipamentos, custo de financiamento da construção, custos do projeto e custos de operação e manutenção (BEJAN et al., 1996; OCHOA et al., 2014 e 2016). Ademais, tem-se os custos dos insumos para o funcionamento do sistema. Abaixo encontra-se os custos adotados para o sistema de trigeração estudado.

6.2.1 Aquisição de equipamentos (AE)

Para a aplicação e funcionamento do sistema que será proposto, a empresa precisará adquirir os componentes do sistema de trigeração, motor, recuperador de calor, chiller de absorção e caldeira. Para o resfriamento do chiller de absorção a fábrica já dispõe de uma torre de resfriamento, ou seja, não será necessária a aquisição de um novo equipamento.

Em relação à caldeira de recuperação, devido à falta de dados reais para esse tipo de equipamento e também por ela poder ser projetada para atender as necessidades de vapor da instalação, utilizou-se um valor de referência, dado por Carvalho (2010), de R\$ 12.000, para uma caldeira de recuperação de 19 kW de potência (fabricante não especificado). Para o cálculo do custo da caldeira de recuperação utilizada nesse sistema utilizou-se a equação 74 que é utilizada para calcular o custo de um equipamento de diferente capacidade (BEJAN et al., 1996).

$$C_{CEY} = C_{CEW} \cdot \left(\frac{X_y}{X_w} \right)^\varphi \quad 74$$

Onde C_{CEY} é o custo do equipamento que será calculado, C_{CEW} é o custo do equipamento de referência, X_y é a capacidade ou medida do equipamento cujo custo é desconhecido, X_w é a capacidade ou medida do equipamento de referência e φ é o fator de escala. A caldeira de recuperação do sistema tem uma potência térmica máxima de 150 kW, e devido à falta de referência será adotado o fator de escala de seis décimos, como sugerido por Cavalcanti (2016). Desse modo o preço da caldeira com a capacidade requerida é de R\$ 41.455,66, e esse valor refere-se ao ano de 2009, ano em que foi coletado o preço da caldeira de referência.

Para o custo do motor (SANTOS, 2005), do sistema de absorção e do recuperador de calor (OCHOA, *et al.* 2014 e 2016), será utilizado a equação de Bejan *et al.* (1996), para atualizar o custo desses equipamentos para o ano atual.

$$\text{Custo atualizado} = \text{Custo original} \cdot \left(\frac{IC_{AR}}{IC_{AA}} \right) \quad 75$$

Onde IC_{AR} é o índice de custo no ano de referência (2018) e IC_{AA} é o índice de custo no ano em que foi adquirido o equipamento originalmente. O índice de custo utilizado no presente trabalho foi o Índice geral de preços 10 (IGP-10), que é medido pela Fundação Getúlio Vargas, e registra a inflação de preços desde matérias-primas agrícolas e industriais até bens e serviços finais (PORTAL DE FINANÇAS, 2018).

A Tabela 19 apresenta o custo atualizado de todos os equipamentos necessários para o sistema de trigeriação proposto.

Tabela 19 – Custo de aquisição dos equipamentos do sistema de trigeriação

Equip.	Custo original	Ano de aquisição	IGP-10 - ano de aquisição	IGP-10 2018	Custo atualizado
Motor	R\$ 50.000,00	2005	0,69 %	1,2%	R\$ 86.956,52
Recup. de calor	R\$ 14.000,00	2005	0,69 %	1,2%	R\$ 24.347,83
Chiller de absorção	R\$ 80.000,00	2005	0,69 %	1,2%	R\$ 139.130,43
Caldeira de recuperação	R\$ 41.455,66	2009	0,54 %	1,2%	R\$ 92.123,69

Fonte: A Autora

6.2.2 Investimento de capital fixo (ICF)

O investimento de capital fixo são os custos que aparecem uma única vez no projeto, como os custos de aquisição dos equipamentos (citados na tabela 19), aquisição de terreno, construção, produção de utilidade e instalação de equipamentos. Esses custos ocorrem no tempo zero, ou seja, no início do projeto, e é composto por custos diretos (CD) e indiretos (CI). Os custos diretos são referentes aos equipamentos permanentes, material, trabalho e outros custos envolvidos na fabricação, montagem e instalação permanentes. Os custos indiretos não fazem parte das instalações permanentes, mas são necessários para o projeto (CAVALCANTI, 2016).

Para este projeto foram adotados os custos que compõem investimento de capital fixo de acordo com as faixas de valores propostas por Bejan *et al.* (1996), a Tabela 20 mostra quais foram as porcentagens escolhidas para cada parcela do ICF.

Tabela 20 - Investimento de Capital Fixo (ICF)

Custos diretos	Custo local	Custo de instalação de equipamentos	33% do AE
		Dutos	35% do AE
		Instrumentação e controle	12% do AE
		Equipamentos e materiais elétricos	13% do AE
	Custo Externo	Trabalho civil, estrutural e de arquiteto	31% do AE
		Serviço de utilidade	35% do AE
Custos indiretos	Engenharia e supervisão		8% do CD
	Construção incluindo lucro do contratante		15% do CD

Fonte: A Autora

6.2.3 Operação e Manutenção

Segundo a literatura, estima-se o valor anual de 6% do ICF para a operação e manutenção dos sistemas de geração simultânea de energia (GHAEBI *et al.*, 2011; OCHOA *et al.*, 2016).

6.2.4 Custos dos insumos

Para o sistema de trigerção proposto têm-se dois insumos; o gás natural e também água de alimentação utilizada para repor a evaporação que ocorre na torre de resfriamento do chiller de absorção. Para esse último, de acordo com a umidade relativa do local de aplicação da torre, é utilizado uma taxa de evaporação na faixa entre 2 à 7% da vazão total da torre de resfriamento. Para o estudo em questão, devido sua aplicabilidade em Recife – PE (cidade de clima tropical) será considerada uma evaporação de 5% da vazão da torre para o chiller (HE *et al.*, 2015; SHEN *et al.*, 2015; TÓMAS *et al.*, 2018). A água destinada a torre de resfriamento terá a mesma tarifa que a empresa já paga para à COMPESA, de 16,13 R\$/m³.

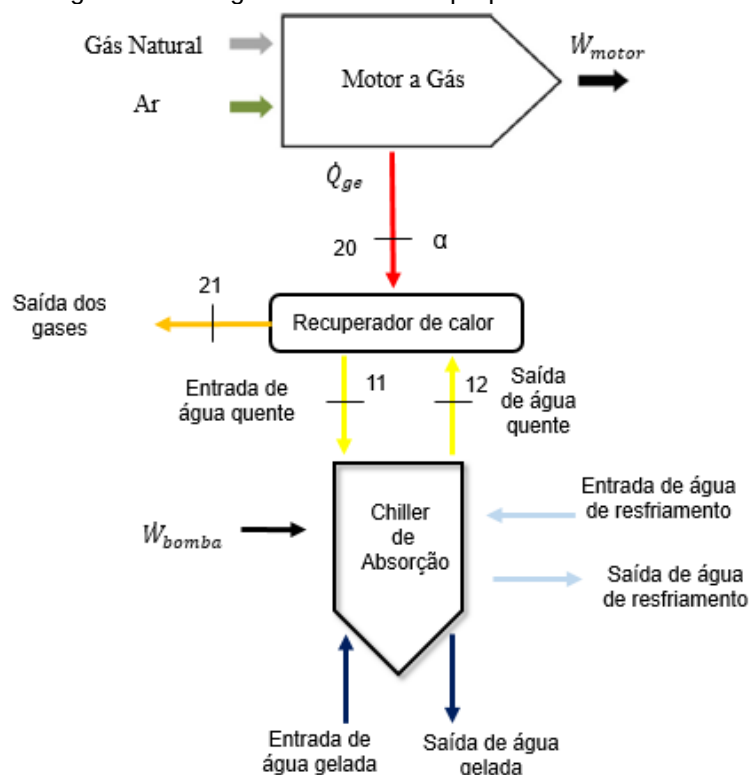
Para o gás natural, a COPERGÁS oferece um incentivo para indústrias que empregam a cogeração, reduzindo o valor do gás natural. Pelo perfil de consumo que o sistema de trigerção terá, o valor do gás natural com incentivo será de 1,5524 R\$/m³. Cabe ressaltar que esse valor é somente para o gás natural destinado ao sistema de trigerção. Para outras funções o preço do gás natural continua o mesmo, sem incentivo.

6.3 CENÁRIO 1 – COGERAÇÃO COM O MOTOR A GÁS NATURAL E O CHILLER DE ABSORÇÃO.

Na proposta apresentada na Figura 19, o sistema de cogeração é composto pelo motor de combustão interna, recuperador de calor e o chiller de absorção. O motor é responsável por cobrir partes da demanda elétrica da fábrica, sendo os gases resultantes da combustão encaminhados para o recuperador de calor para aquecimento da água que será destinado ao chiller de absorção, já que o mesmo é de queima indireta.

Para esta análise, foi considerado o motor trabalhando em carga total (100%). A Tabela 21 apresenta os valores de produção média anual do motor e do chiller de absorção e a necessidade de consumo médio anual da fábrica, tanto de energia elétrica como de resfriamento. Cabe ressaltar que da produção do motor foram retirados 10% da energia elétrica produzida, que representa o consumo parasita da planta, referente aos sistemas elétricos que são acionados durante o funcionamento da mesma (SILVA, 2011).

Figura 19 – Diagrama do sistema proposto no Cenário 1



Fonte: A Autora

Tabela 21 - Energia anual produzida pelo sistema de cogeração do cenário 1, e a energia consumida anualmente pela empresa

Cenário 1	Energia elétrica produzida	1665,0 MWh
	Potência de refrigeração produzida	336,554 MWh
Demanda da empresa	Energia elétrica	24230,0 MWh
	Potência de refrigeração (2 setores)	303,264 MWh

Fonte: A Autora

Pela Tabela 21 constata-se que a energia elétrica produzida pelo motor é muito inferior a energia que é consumida pela planta. Já a potência de refrigeração produzida é suficiente para climatizar os dois setores da empresa, mencionados no subitem 6.1. Como o chiller de absorção utiliza como insumo a energia dos gases de exaustão (potência térmica do motor) do motor e não a energia elétrica como o sistema atual da fábrica, essa carga térmica suprida pelo sistema representa uma economia anual de 168,277 MWh de energia elétrica que a empresa não precisará gastar com climatização.

A Tabela 22 apresenta os valores de receita e de despesas para o cálculo dos parâmetros econômicos.

Tabela 22 – Análise Financeira do sistema proposto no cenário 1

Despesas	Fixo	ICF		R\$ 1.037.000,00
	Anual	Operação e manutenção		R\$ 62.200,00
		Insumos	Gás natural	R\$ 741.485,00
			Água para a torre de resfriamento	R\$ 59.954,00
Receita	Anual	Economia de energia elétrica		R\$ 741.222,00
Fluxo de caixa	Anual	Receita - Despesas		R\$ - 122.417,00

Fonte: A Autora

Efetuada a análise econômica dos investimentos necessários para este cenário em um período de dez anos a uma taxa de juros de 6,4% (Taxa Selic), obtivemos o valor do VPL igual a R\$ - 1.921.000,00. O sistema não é viável financeiramente com os parâmetros adotados, pois possui um VPL negativo.

Para tentar melhorar o cenário proposto, foi calculado o VPL para um sistema de cogeração com mais de um chiller de absorção, assim os gases de exaustão podem ser melhores aproveitados. Pela análise desenvolvida no capítulo 5, para o motor operando em carga máxima só são necessários 25% dos gases de exaustão para acionar o chiller, podendo assim ser colocado até 3 deles, em paralelo, do mesmo modelo (YAZAKI, 2003) sem comprometer o funcionamento do sistema. Assim o sistema poderia climatizar as outras áreas da fábrica, e não somente o setor de utilidades e o de ETE/ETA. A Tabela 23 apresenta os parâmetros econômicos obtidos.

Tabela 23 - Análise financeira para diferentes configurações no cenário 1

Sistema	Fluxo de caixa	VPL
Motor + 2 chillers de absorção	R\$ -154.942,00	R\$ - 2.832.000,00
Motor + 3 chillers de absorção	R\$ - 187.466,00	R\$ - 3.744.000,00

Fonte: A Autora

Em nenhum dos casos o sistema foi favorável em termos financeiros, isso é explicado pelo fluxo de caixa negativo, ou seja, os custos com a compra do gás natural para abastecer o motor é superior a economia que energia elétrica gerada pelo motor representa, além disso, tem-se um alto valor de aquisição do chiller e do recuperador de calor, isso reflete em um maior ICF, deixando este investimento financeiramente inviável.

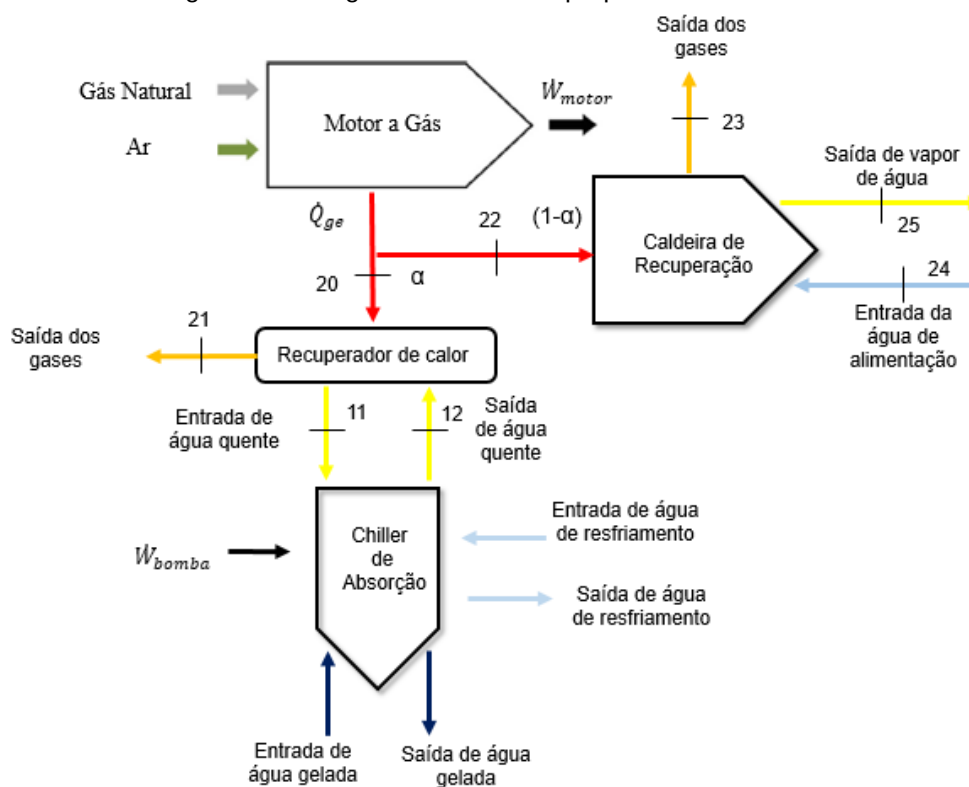
Outras soluções para melhorar o sistema foram testadas, como por exemplo, diminuir a carga de operação do motor, pois assim o mesmo teria um menor consumo

de gás natural, mas consequentemente ele também produziria uma menor quantidade de energia elétrica, o que consequentemente resultou em um VPL negativo para o sistema operando em cargas parciais. Também foi verificado como o sistema se desempenharia se ele só fosse operado durante o horário de ponta, das 17:30 às 20:30 (horário em que a energia elétrica para a empresa tem um preço maior), mas mesmo assim o sistema não foi viável, e apresentou um VPL de R\$ - 1.107.00,00.

6.4 CENÁRIO 2 – TRIGERAÇÃO COM O MOTOR A GÁS NATURAL, O CHILLER DE ABSORÇÃO E A CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO.

Na proposta apresentada na Figura 20, apresenta-se o sistema de trigeração composto pelo motor de combustão, recuperador de calor, chiller de absorção e a caldeira de recuperação. Da mesma forma que o cenário 1, o motor é responsável por cobrir partes da demanda elétrica da fábrica. Os gases resultantes são encaminhados para o recuperador de calor, para aquecimento da água que será destinado ao chiller de absorção, e para a caldeira de recuperação, procurando sempre aproveitar o máximo da energia desses gases.

Figura 20 – Diagrama do sistema proposto no Cenário 2



Fonte: A Autora

Para esta análise, também foi considerado o motor trabalhando em carga total (100%). A Tabela 24 apresenta os valores de produção média anual do motor, do chiller de absorção e da caldeira, além da necessidade de consumo médio anual da fábrica dos 3 tipos de energia. A produção de energia elétrica e de potência de refrigeração continua a mesma do cenário 1, pois nesse cenário somente foi introduzido a caldeira de recuperação, para utilizar os 75% dos gases de exaustão que ainda sobram após o acionamento do chiller, como descrito no capítulo 5.

Tabela 24 - Energia anual produzida pelo sistema de cogeração do cenário 2 e a energia consumida anualmente pela empresa

Cenário 2	Energia elétrica produzida	1665,0 MWh
	Potência de refrigeração produzida	336,554 MWh
	Quantidade de vapor produzida	1,13 Ton/h
Demanda da empresa	Energia elétrica	24230,0 MWh
	Potência de refrigeração (2 setores)	303,264 MWh
	Vapor consumido	7 Ton/h

Fonte: A Autora

Como mencionado anteriormente, da produção do motor foram retirados 10% da energia elétrica produzida (SILVA, 2011), que representa o consumo parasita da planta, referente aos sistemas elétricos acionados durante o seu funcionamento.

Assim como no Cenário 1, a carga térmica suprida pelo chiller de absorção representa uma economia anual de 168,277 MWh de energia. A produção de vapor da caldeira de recuperação supre apenas parcialmente a necessidade da fábrica, ou seja, a caldeira a gás natural da fábrica ainda continuará a operar, mas com uma capacidade menor.

A Tabela 25 apresenta os valores de receita e de despesas para o cálculo dos parâmetros econômicos.

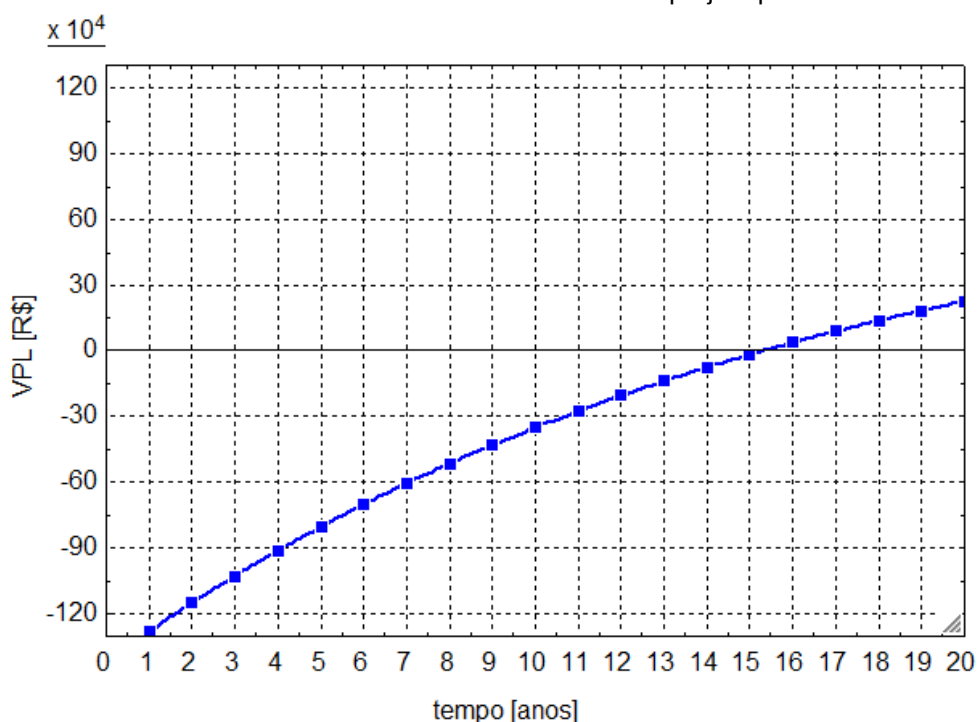
Tabela 25 – Análise Financeira do sistema proposto no cenário 2

Despesas	Fixo	ICF		R\$ 1.418.000,00
	Anual	Operação e manutenção		R\$ 85.082,00
		Insumos	Gás natural	R\$ 741.485,00
			Água para a torre de resfriamento	R\$ 59.954,00
Receitas	Anual	Economia de energia elétrica		R\$ 741.222,00
		Economia de gás natural da caldeira a gás		R\$ 293.245,00
Fluxo de caixa	Anual	Receita - Despesas		R\$ 147.947,00

Fonte: A Autora

Os resultados da análise financeira do sistema de trigeração mostram que o sistema não é viável economicamente. Mesmo apresentando um fluxo de caixa positivo, esse não é o suficiente para cobrir o ICF em 10 anos. O sistema obteve um VPL de R\$ - 349.476,00, considerando um tempo de projeto de 10 anos. Observando o Gráfico 15, nota-se que o investimento no sistema só começa a apresentar um VPL positivo após o décimo sexto ano de projeto. Esses resultados tornam o sistema muito sensível às variações das tarifas de gás natural e de energia elétrica, como veremos nas análises posteriores. Ademais, o sistema também apresenta VPL negativo para cargas parciais, inviabilizando cada vez mais o projeto com a diminuição da carga do motor. O mesmo ocorre quando se simula o projeto para operar somente nos horários de ponta, o mesmo passa a ter um VPL de R\$ -1.387.00,00.

Gráfico 15 – Análise do VPL no decorrer dos anos de projeto para o cenário 2

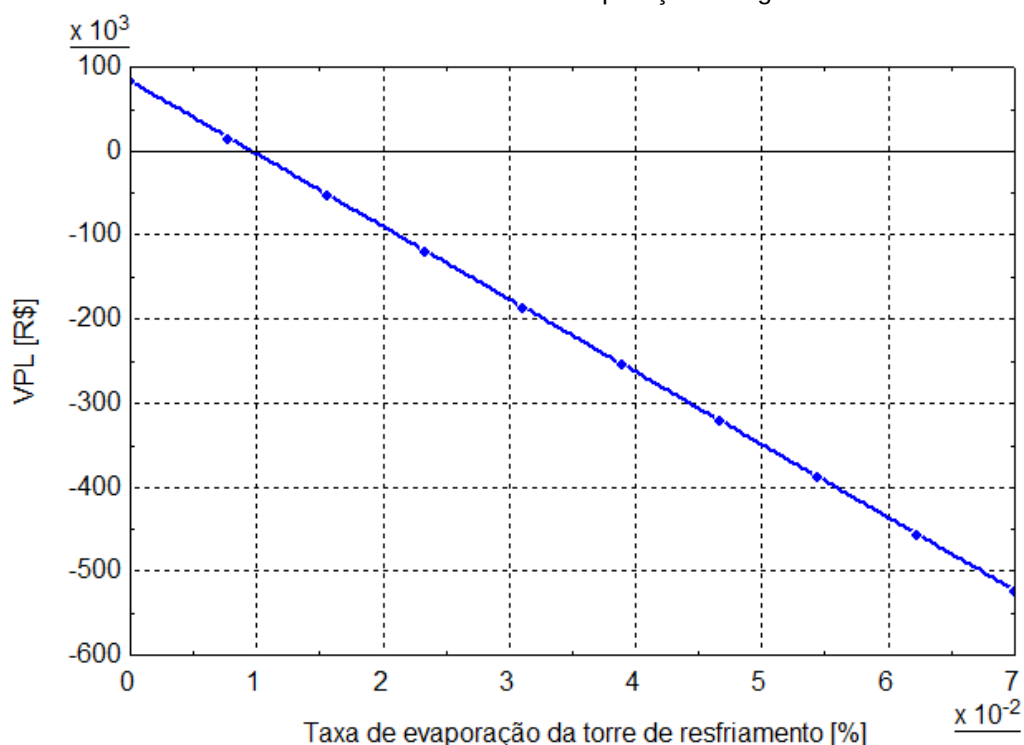


Fonte: A Autora

A solução para tornar esse cenário viável, seria uma redução do custo de aquisição de equipamentos, e consequentemente do ICF. Estima-se que uma redução de 18% no valor dos equipamentos seria o suficiente para que o cenário apresentasse um VPL positivo. Isso representa uma redução de 45% do valor do chiller de absorção (equipamento mais dispendioso).

Analisando o VPL deste cenário de acordo com a taxa de evaporação da torre de resfriamento, mostra-se a importância do refinamento dos cálculos, para que os resultados financeiros dos cenários adotados tornem-se cada vez mais próximos dos reais. Nota-se, que se fosse desconsiderado a evaporação da água da torre de resfriamento este cenário apresentaria um VPL positivo e o sistema seria viável financeiramente, fato que não ocorre quando este insumo é considerado no projeto.

Gráfico 16 – Análise do VPL de acordo com a taxa de evaporação de água da torre de resfriamento.



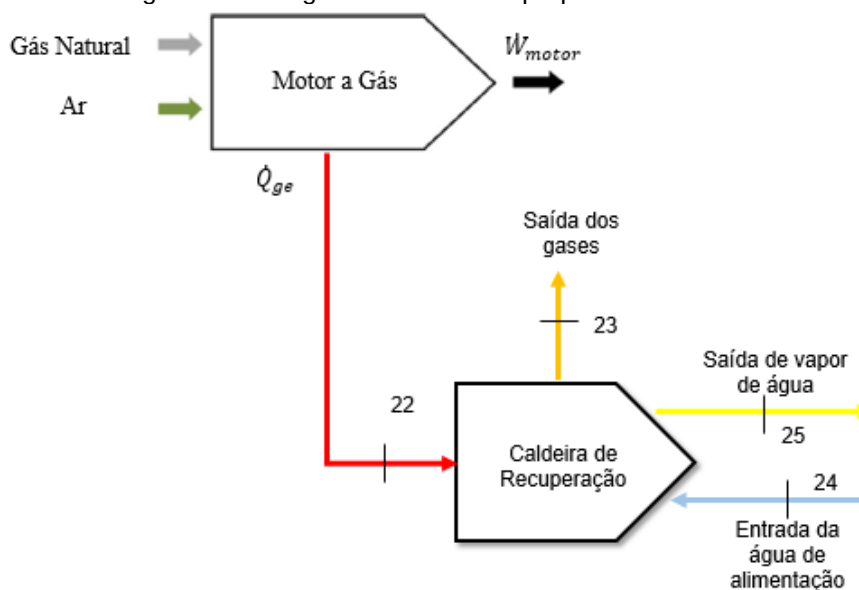
Fonte: A Autora

Contudo, apesar do sistema ser viável tecnicamente, como mostrado no capítulo 5, ele é inviável financeiramente com os parâmetros adotados (tempo e taxa de juros).

6.5 CENÁRIO 3 – COGERAÇÃO COM O MOTOR A GÁS NATURAL E A CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO.

Esta configuração foi proposta com o objetivo de melhorar os resultados obtidos nos dois primeiros cenários. Optou-se por retirar o chiller de absorção por este representar o maior custo de aquisição do sistema de trigeração, o que encareceu o projeto do cenário 2 e negativou o VPL do projeto.

Figura 21 – Diagrama do sistema proposto no Cenário 3



Fonte: A Autora

Aplicando a mesma metodologia dos cenários anteriores, a Tabela 26 apresenta os valores de produção média anual do motor, e da caldeira de recuperação, além da necessidade de consumo médio anual da fábrica. Mesmo com os gases de exaustão sendo 100% destinados a caldeira de recuperação, a produção de vapor não é suficiente para suprir toda a demanda da fábrica.

Tabela 26 - Energia anual produzida e consumida pelo sistema de cogeração do cenário 3 e a energia consumida anualmente pela empresa

Cenário 3	Energia elétrica produzida	1665,0 MWh
	Quantidade de vapor produzida	1,5 Ton/h
Demanda da empresa	Energia elétrica	24230,0 MWh
	Vapor consumido	7 Ton/h

Fonte: A Autora

A Tabela 27 apresenta os valores das receitas e despesas do projeto proposto no cenário 3. Como a caldeira possui uma capacidade maior do que a estimada para o sistema de trigeração, foi necessário refazer o cálculo do seu custo de aquisição. Aplicando as equações 74 e 75 (BEJAN *et al.*, 1996) tem-se que o valor da caldeira de recuperação será de R\$ 115.130,96. Além disso, foi incluído nos custos de aquisição dos equipamentos o valor referente à compra de um sistema de climatização (acionado pela energia elétrica) para os dois setores da empresa que antes (no cenário 1 e 2) seriam climatizados pelo chiller de absorção.

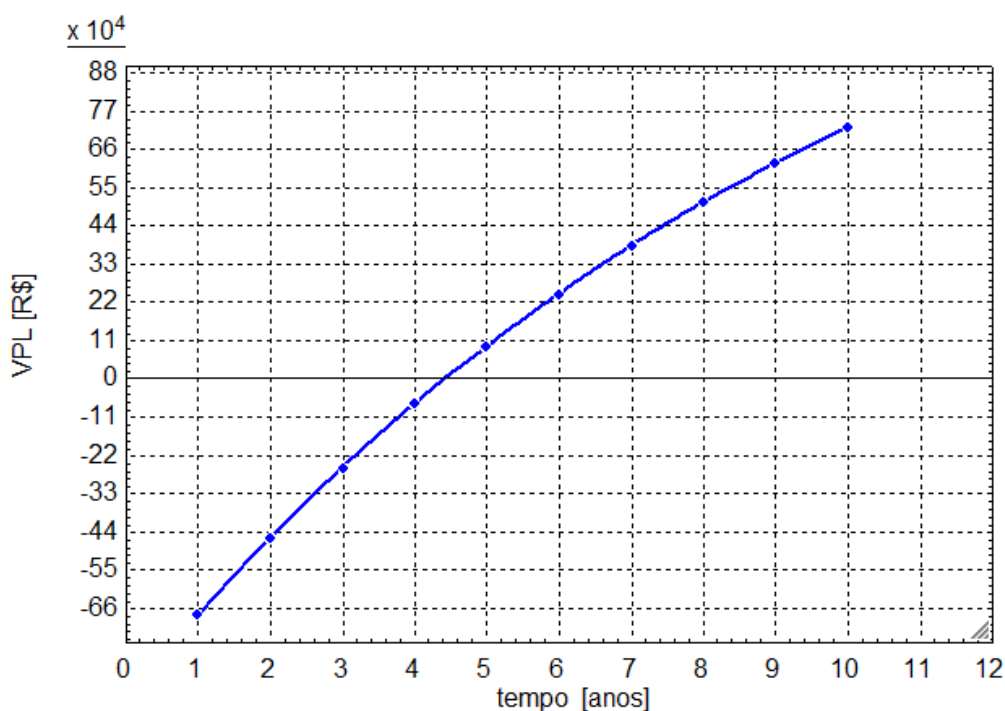
Tabela 27 - Análise Financeira do sistema proposto no cenário 3

Despesas	Fixo	ICF	R\$ 919.331,00
	Anual	Operação e manutenção	R\$ 55.160,00
		Insumos (Gás natural)	R\$ 741.485,00
Receita	Anual	Economia de energia elétrica	R\$ 741.222,00
		Economia de gás natural da caldeira a gás	R\$ 391.356,00
Fluxo de caixa	Anual	Receita – Despesas	R\$ 267.900,00

Fonte: A Autora

O sistema proposto nesse cenário possui um período de retorno de 3,4 anos, o VPL e a TIR desse sistema também foi melhor que os valores obtidos nos cenários 1 e 2, sendo de R\$ 1.016.000,00 e 26,3 % respectivamente. Antes mesmo do quinto ano, o sistema já começa a apresentar um VPL positivo (Gráfico 17). O que caracteriza este, como o melhor cenário financeiro para a empresa. Uma das razões principais para esse resultado é o incentivo dado pela COPERGÁS às indústrias que utilizam a cogeração, diminuído em torno de 15% a tarifa de gás natural.

Gráfico 17 - Análise do VPL no decorrer dos anos de projeto para o cenário 3

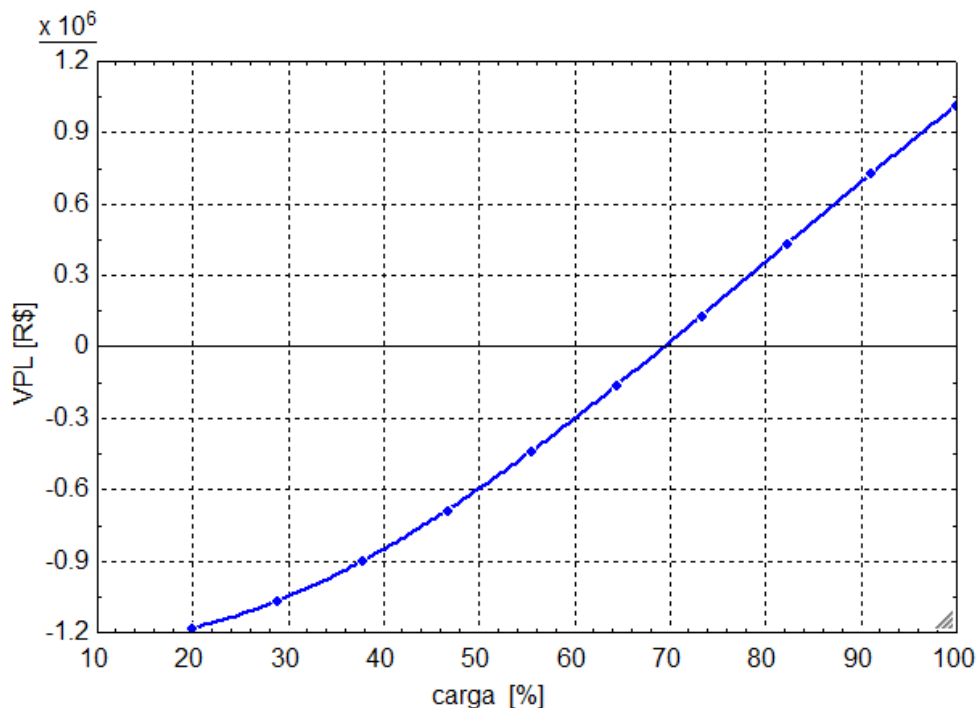


Fonte: A Autora

Analisando o sistema para cargas parciais (Gráfico 18), nota-se que o sistema só é viável para o motor trabalhando com no mínimo 70% da sua carga. Com relação

ao tempo de operação do sistema, o projeto se tornou inviável financeiramente para ser utilizado somente nos horários de ponta, apresentando um VPL de R\$ - 630.796,00.

Gráfico 18 – Análise do VPL do cenário 3 para cargas parciais



Fonte: A Autora

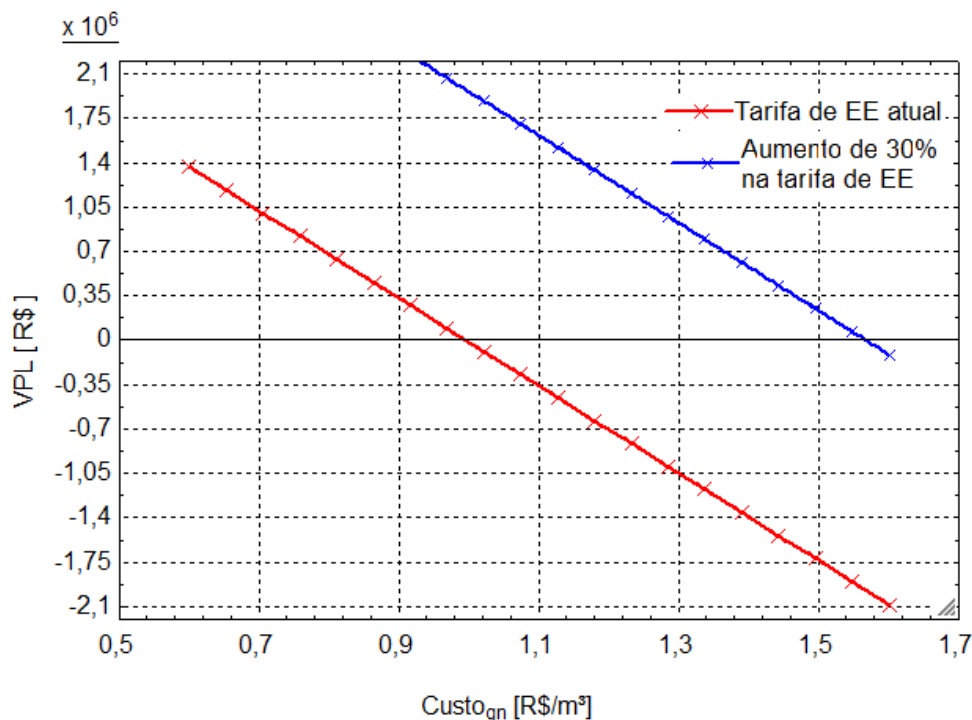
6.6 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Como os resultados para os fluxos de caixas obtidos para o cenário 1 apresentaram um valor negativo, o sistema é inviável financeiramente até mesmo para tempos de projetos maiores e taxas de juros menores. Percebido, no entanto, que o valor do fluxo de caixa, e consequentemente o valor do VPL, possuíam uma dependência direta com a tarifa de gás natural aplicada, foi proposta uma análise de sensibilidade, variando essa tarifa, e com isso tentar obter um ponto ótimo ou cenário ideal que viabilizasse o investimento necessário.

No Gráfico 19 foi analisado o comportamento do VPL, do cenário 1 (motor + 1 chiller de absorção) variando a tarifa do gás natural em uma faixa de 0,6 a 1,6 R\$/m³. A depender do valor da tarifa do gás, pode-se ter um cenário favorável (VPL positivo) admitindo um valor de aproximadamente R\$ 1,0 R\$/m³. Sabe-se que esta é uma situação hipotética, mas discutível junto à concessionária distribuidora do gás no

estado de Pernambuco. Por outro lado, se ocorrer um aumento de 30% na tarifa de energia elétrica (EE) paga atualmente pela empresa, o sistema também se torna viável para o preço atual do gás natural.

Gráfico 19 – Análise do VPL do cenário 1 para diferentes tarifas de gás natural e energia elétrica

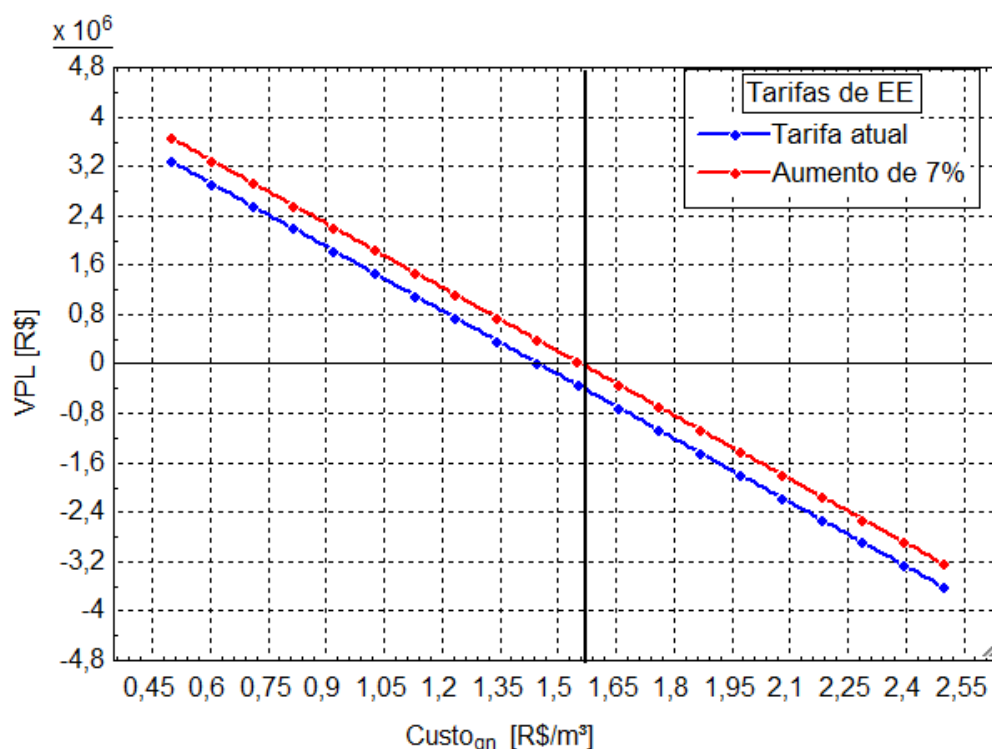


Fonte: A Autora

No caso do projeto do cenário 2, o mesmo apresentou um VPL negativo, não sendo portanto economicamente viável a partir das tarifas atuais de eletricidade e de gás natural, e também considerando a TMA igual a taxa Selic do respectivo ano. Mas a viabilidade ou não desse projeto é muito sensível as tarifas praticadas pelo mercado, por isso é necessário saber quais os parâmetros ideais tornariam o sistema viável. A mesma análise será realizada no projeto do cenário 3, pois apesar do mesmo apresentar uma ótima TIR, para projetos desse caso é indispensável entender até que ponto o investimento nesse projeto será financeiramente atrativo.

O Gráfico 20 mostra a análise do VPL com as tarifas de gás natural e energia elétrica (EE) para o cenário 2, como apontado anteriormente, este cenário é bastante sensível as variações das tarifas de gás e de energia elétrica, um aumento de 7% na tarifa de energia elétrica paga atualmente pela empresa, ou até mesmo uma redução do preço do gás natural para \$1,4 R\$/m³ (9%) viabiliza o projeto se forem mantidos os parâmetros inicialmente adotados.

Gráfico 20 – Variação do VPL com as tarifas de energia elétrica e de gás natural para o cenário 2.

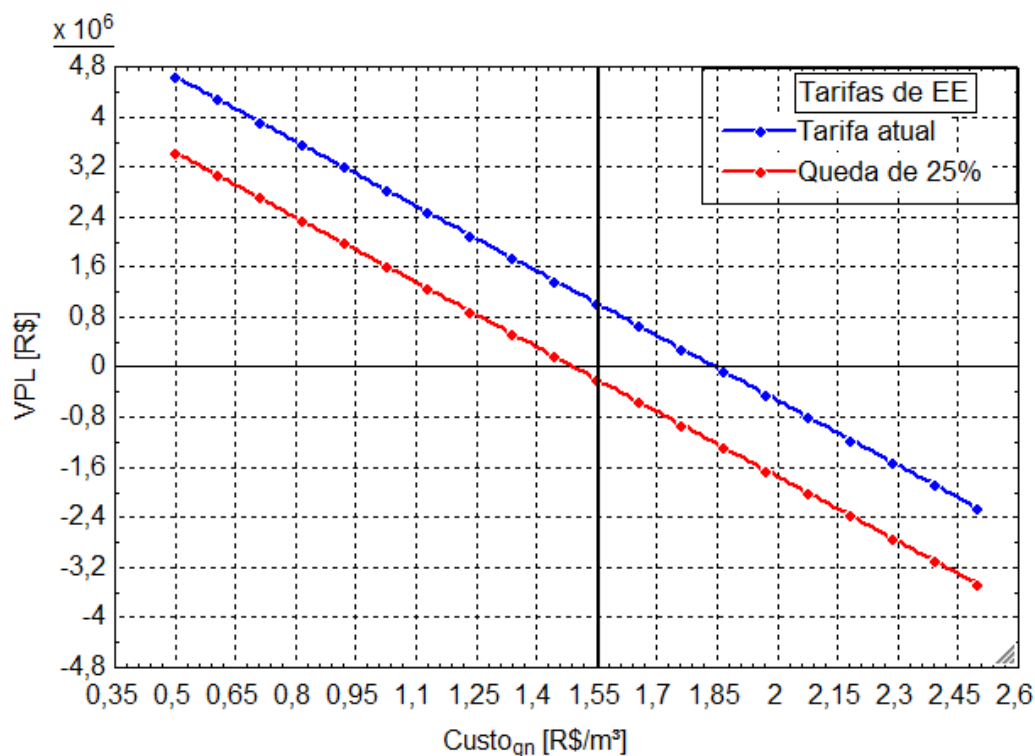


Fonte: A Autora

Já para o cenário 3, essa situação é diferente, como pode ser visto no Gráfico 21. Para este cenário, seria necessária uma queda de 25% na tarifa de energia elétrica fornecida pela CELPE, para que o mesmo se tornasse inviável financeiramente. Assim como seria necessário ocorrer uma alta considerável no gás natural, em torno de 20%, para que o sistema não fosse viável.

Outra análise importante para ser realizada, é o comportamento do VPL do cenário 3 com a variação da taxa de juros, pois a política de juros adotada por um país tem uma influência bastante acentuada nos empreendimentos com resultados a longo prazo. Mesmo que o empreendedor utilize o seu capital, o dinheiro tem um valor de mercado, e a taxa de interesse para retorno do capital investido é computada nos cálculos de viabilidade econômica de qualquer projeto, no caso deste, adotou-se inicialmente a taxa Selic, que é considerada a taxa mínima de retorno para projetos desse tipo.

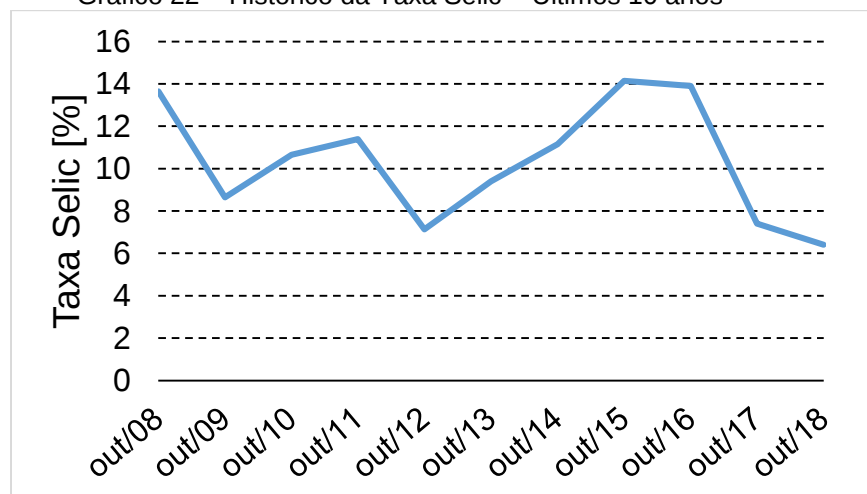
Gráfico 21 - Variação do VPL com as tarifas de energia elétrica e de gás natural para o cenário 3.



Fonte: A Autora

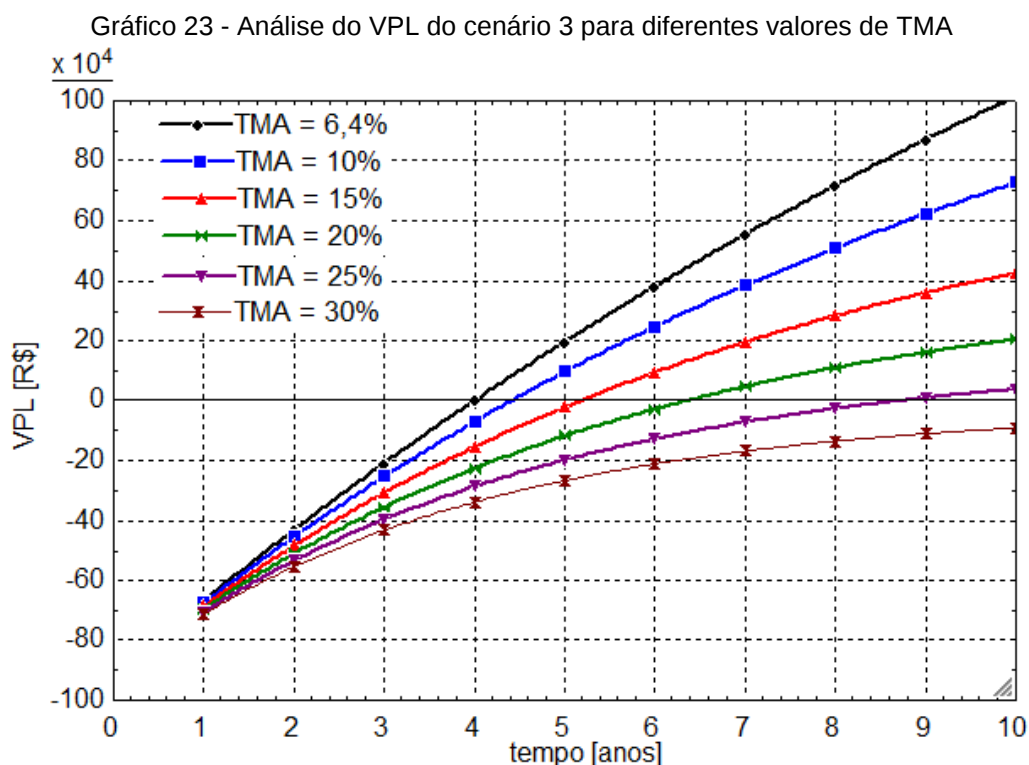
O Gráfico 22, mostra como a taxa Selic tem variado nos últimos 10 anos, apresentando um valor máximo, de 14% em 2015 e o mínimo de 6,4 nos dias atuais. Devido também a essas variações anuais, é indispensável uma análise do comportamento do VPL dos cenários propostos com a variação da taxa de juros adotada.

Gráfico 22 – Histórico da Taxa Selic – Últimos 10 anos



Fonte: A Autora

Para o cenário 3, como pode ser observado pela alta TIR que o projeto apresentou, de 26,3%, mesmo com altas variações nas taxas de juros, o projeto continua apresentando bons resultados. No Gráfico 23, observa-se que o projeto apresenta-se viável para a maioria das TMA analisadas, com um tempo de projeto de 10 anos, com exceção da TMA igual a 30%, onde o sistema iria necessitar de um maior tempo de projeto.



Fonte: A Autora

6.7 ANÁLISE CRÍTICA DOS CENÁRIOS

De acordo com as análises dos cenários estudados, foi verificado que o uso de cogeração com o chiller de absorção (cenário 1) para atender a demanda de frio da unidade fabril não é viável e não oferece nem sequer fluxo de caixa mensal positivo. A alternativa que apresentou uma melhora, mas ainda não foi financeiramente viável, foi utilizar juntamente com o chiller, a caldeira de recuperação para também aproveitar os gases de exaustão do motor, caracterizando o sistema de trigeração (Cenário 2). Isso se deve principalmente pela diferença entre as tarifas do gás natural sem incentivo (preço normal), que antes era adquirido pela empresa para geração da demanda total de vapor, e o preço do gás natural reduzido devido ao incentivo à

cogeração. Dessa maneira a empresa compra parte do gás natural a preço um menor e consegue tanto gerar vapor, como energia elétrica e até mesmo frio a partir do chiller de absorção.

Outro agravante para o uso do chiller de absorção é o alto investimento inicial que dificilmente é compensado pelo retorno de investimento com uma taxa de juros alta e no tempo avaliado. Por isso, o cenário 3, mesmo com um aumento do valor da caldeira de recuperação e também da necessidade de compra de um novo sistema de climatização para a fábrica, apresentou melhores resultados, já que o investimento inicial foi reduzido frente aos outros dois cenários.

Ademais, com a análise de sensibilidade foi possível perceber que o projeto de trigeração do cenário 2 é bastante sensível a pequenas variações das taxas de energia elétrica e do gás natural, não sendo favorável a sua aplicação em uma empresa, mesmo apresentando uma ótima viabilidade técnica. Já o projeto desenvolvido no cenário 3 é favorável mesmo estimando altas variações do preço do gás natural e das taxas de juros aplicada. Esse é um fator muito importante para a aceitação do projeto por um investidor em potencial, visto a atual instabilidade econômica que o Brasil tem vivido.

Por essas razões o melhor cenário para a empresa é o cenário 3, pois além de apresentar um VPL positivo, uma TIR alta e um payback pequeno, ele ainda apresenta uma boa viabilidade técnica, pois é capaz de gerar energia elétrica com o motor e reaproveitar os gases de exaustão para gerar vapor na caldeira de recuperação, obtendo uma eficiência de 70%.

7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Este capítulo apresenta resumo geral dos resultados mais relevantes desta dissertação. Além de incluir uma série de sugestões para trabalhos futuros relacionados ao sistema de trigeriação estudado.

7.1 CONCLUSÕES

Inicialmente a análise energética permitiu a identificação dos fluxos de energia do sistema, estes resultados forneceram, tais como; a potência elétrica produzida pelo motor, a quantidade de energia que é retirada do ambiente que se deseja resfriar e a quantidade de vapor que é possível gerar na caldeira de recuperação, de acordo com a energia disponível dos gases de exaustão do motor.

O modelo computacional para o sistema proposto permitiu a análise da planta de trigeriação, tanto para valores fixos como para cargas parciais. Assim foi possível analisar energeticamente o motor e a unidade de refrigeração separadamente e com os componentes integrados, compondo o sistema de trigeriação. Como esperado o sistema de trigeriação possui uma eficiência superior à eficiência dos sistemas isolados, sendo uma das melhores opções para a geração de energia, isso fica claro ao se analisar o ganho de eficiência (37%) que se obteve quando o motor a gás foi utilizado para a geração de energia mecânica e energia térmica (água quente + água gelada).

A análise financeira permitiu tratar de forma específica à viabilidade financeira do investimento em cada cenário estudado e por sua vez visualizar todos os custos que estão relacionados no desenvolvimento e aplicação de um projeto de cogeração e de trigeriação. Toda análise foi fundamentada na busca de um modelo que oferecesse uma redução dos custos para o funcionamento da planta industrial. Foram construídos e analisados 3 cenários para a empresa, no cenário 1, utilizou-se um sistema de cogeração utilizando o motor e o chiller de absorção, obtendo um VPL negativo. No cenário 2 aplicou-se o sistema de trigeriação e o mesmo também apresentou um VPL negativo. Para finalizar, no cenário 3, cenário criado com o objetivo de melhorar os resultados anteriormente obtidos, utilizou-se somente o motor e a caldeira de recuperação e obteve-se um VPL de R\$ 1.016.000,00, uma TIR de

26,3% e o payback de 3,4 anos, configurando-o como o melhor cenário econômico para a empresa.

O trabalho sugere também uma análise de sensibilidade através dos resultados de VPL onde o diagnóstico de interesses pode ser avaliado através da variação da tarifa do gás natural e da energia elétrica, e da taxa de juros adotada, itens de grande relevância e que influenciam diretamente nos resultados das análises.

7.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos futuros sugere-se:

Analisar exergeticamente e exergoeconomicamente o sistema, para avaliar o seu desempenho através da Segunda Lei da Termodinâmica.

Realizar um estudo para a otimização do sistema em função dos custos e da estratégia de produção da energia.

Análise do sistema de trigerção em regime transiente com o objetivo de obter o modelo de controle para otimizar a operação do sistema.

Avaliar o desempenho do sistema utilizando um motor de capacidade maior, para suprir a demanda total da empresa.

Propor um novo cenário para a empresa, onde os gases de exaustão do motor são destinados a um chiller de refrigeração $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, e o mesmo possa substituir os chillers de compressão de amônia da empresa.

REFERÊNCIAS

- AL MOUSSAWI, H.; FARDOUN, F.; LOUAHLIA-GUALOUS, H. Review of tri-generation technologies: Design evaluation, optimization, decision-making, and selection approach. **Energy conversion and management**, v. 120, p. 157-196, 2016.
- AL MOUSSAWI, H.; FARDOUN, F.; LOUAHLIA-GUALOUS, H. Selection based on differences between cogeneration and trigeneration in various prime mover technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 74, p. 491-511, 2017.
- ANDIAPPAN, V. State-of-the-art review of mathematical optimisation approaches for synthesis of energy systems. **Process Integration and Optimization for Sustainability**, v. 1, n. 3, p. 165-188, 2017.
- ANDREOS, R. **Estudo de viabilidade técnico-econômica de pequenas centrais de cogeração a gás natural no setor terciário do estado de São Paulo**. São Paulo, 2013. Dissertação de Mestrado – Universidade de São Paulo.
- ANGRISANI, G.; AKISAWA, A.; MARRASSO, E.; ROSELLI, C.; SASSO, M. Performance assessment of cogeneration and trigeneration systems for small scale applications. **Energy Conversion and Management**, v. 125, p. 194-208, 2016.
- BALESTIERI, J. A. P. **Cogeração: geração combinada de eletricidade e calor**. Editora da UFSC, 2002.
- BANCO CENTRAL DO BRASIL. **Selic – Diários**. Disponível em: <<https://www.bcb.gov.br/htms/selic/selicdiarios.asp>>. Acesso em 04 de Outubro de 2018.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal desing and optimization**. John Wiley & Sons, 1996.
- BELLOS, E.; VELLIOS, L.; THEODOSIOU, I. C.; TZIVANIDIS, C. Investigation of a solar-biomass polygeneration system. **Energy Conversion and Management**, v. 173, p. 283-295, 2018.
- BELLOS, E.; TZIVANIDIS, C. Multi-objective optimization of a solar driven trigeneration system. **Energy**, v. 149, p. 47-62, 2018.
- BOA, J. M. R. **Análise energética de equipamentos de uma fábrica de laticínios**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Eletromecânica) – Universidade da Beira Interior, Covilhã, 2012.
- BRANDÃO, S. S. **Cogeração, Trabalho no âmbito da cadeira de Produção e Planeamento de Energia Eléctrica**. Universidade de Coimbra, Coimbra, 2004.

BRIZI, F.; SILVEIRA, J. L.; DESIDERI, U., DOS REIS, J. A.; TUNA, C. E.; DE QUEIROZ LAMAS, W. Energetic and economic analysis of a Brazilian compact cogeneration system: Comparison between natural gas and biogas. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 38, p. 193-211, 2014.

BROZIČEVIĆ, M.; MARTINOVIĆ, D.; KRALJ, P. Techno-economic analysis of the cogeneration process on board ships. **Journal of Sustainable Development of Transport and Logistics**, v. 2, n. 1, p. 6-15, 2017.

CANTARUTTI, B. R. **Análise Teórico-Experimental de um Sistema de Refrigeração por Absorção de Simples Efeito Utilizando H₂O-LiBr**. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, 2011.

CARVALHO, A. N. **Análise experimental e exergoeconômica de um sistema compacto de cogeração a gás natural**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2010.

CASTELLETTI, C. E. M. **Análise energética experimental e estudo da viabilidade econômica de um grupo gerador de 30kWe a gás natural em diferentes níveis e tipos de cargas elétricas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2005.

CASTRO, G. A. de. **Análise de viabilidade de um sistema de trigeração com energia proveniente de biogás**. Dissertação (Mestrado integrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, 2018.

CAVALCANTE, A. W. A.; DOS SANTOS, C. A. C.; OCHOA, A. A. V. Thermodynamic Analysis Of An Energy High Performance Systems. **IEEE Latin America Transactions**, v. 15, n. 3, p. 454-461, 2017.

CAVALCANTI, E. J. C. **Análise exergoeconômica e exergoambiental**. São Paulo: Blucher, 2016.

CELPE. **Informação de tarifa Grupo A**. Disponível em: <<http://servicos.celpe.com.br/comercial-industrial/Pages/Alta%20Tens%C3%A3o/tarifas-grupo-a.aspx>>. Acesso em: 27 Outubro de 2018.

CHO, H.; SMITH, A. D.; MAGO, P. Combined cooling, heating and power: A review of performance improvement and optimization. **Applied Energy**, v. 136, p. 168-185, 2014.

CHONG, Z. R.; YANG, S. H. B.; BABU, P.; LINGA, P.; LI, X. S. Review of natural gas hydrates as an energy resource: Prospects and challenges. **Applied Energy**, v. 162, p. 1633-1652, 2016.

COMPESA. **Consultar estrutura tarifária.** Disponível em: <<https://lojavirtual.compesa.com.br:8443/gsan/exibirConsultarEstruturaTarifariaPortalAction.do>>. Acesso em 27 Outubro de 2018.

COPERGÁS. **Produtos: Geração/Cogeração.** Disponível em: <<https://www.copergas.com.br//produtos/geracaocogeraacao/>>. Acesso em: 5 Outubro 2018a.

COPERGÁS. **Produtos.** Disponível em: <<https://www.copergas.com.br/produtos/>>. Acesso em: 15 de Agosto de 2018b.

COPERGÁS. **Tarifas - Gás natural.** Disponível em: <<https://www.copergas.com.br/atendimento-ao-cliente/tarifas/>>. Acesso em: 27 Outubro de 2018c.

CORREIA, R.C. **Estudo e Desenvolvimento de Trocadores de Calor Compactos para Micro-Cogeração: Contribuição para o Desenvolvimento da Microcogeração com o uso do Gás Natural no Brasil.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)- Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2009.

COSTA, J. A. P. da. **Controle e otimização de planta de micro-cogeração a gás natural para a produção de gesso.** Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2012.

DIÓGENES, S. S. **Modelagem de um chiller de absorção de 10TR utilizando os métodos das equações características.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2018.

EBRAHIMI, M.; SOLEIMANPOUR, M. Design and evaluation of combined cooling, heating and power using micro gas turbine, adsorption chiller and a thermal damping tank in micro scale. **Applied Thermal Engineering**, v. 127, p. 1063-1076, 2017.

FONG, K. F.; LEE, C. K. Dynamic performances of trigeneration systems using different prime movers for high-rise building application: A comparative study. In: Building Simulation. **Tsinghua University Press**, 2017. p. 509-523.

GAMBINI, M.; VELLINI, M. High efficiency cogeneration: Electricity from cogeneration in CHP plants. **Energy Procedia**, v. 81, p. 430-439, 2015.

GHAEBI, H.; AMIDPOUR, M.; KARIMKASHI, S.; REZAYAN, O. Energy, exergy and thermoeconomic analysis of a combined cooling, heating and power (CCHP) system with gas turbine prime mover. **International Journal of Energy Research**, v. 35, n. 8, p. 697-709, 2011.

GIMELLI, A.; SANNINO, R. A multi-variable multi-objective methodology for experimental data and thermodynamic analysis validation: An application to micro gas turbines. **Applied Thermal Engineering**, v. 134, p. 501-512, 2018.

GOMES, R. A. do E. S. **Modelagem computacional de caldeiras de recuperação.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 2005.

GOMMED, K.; GROSSMAN, G. Performance analysis of staged absorption heat pumps: water-lithium bromide systems. **American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers**, 1990.

GUIMARÃES, L. G. M. **Modelagem e construção de protótipo de refrigerador por absorção de vapor de baixa potência operando com o par água-brometo de lítio e utilizando fontes térmicas de baixa temperatura.** Dissertação (Mestrado em Engenharia da Energia) - Universidade Federal de São João Del Rei, 2011.

HE, S.; GURGENCI, H.; GUAN, Z.; HUANG, X.; LUCAS, M. A review of wetted media with potential application in the pre-cooling of natural draft dry cooling towers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 44, p. 407-422, 2015.

HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, A. A. **Absorption Chillers and Heat Pumps**, 2. ed. Estados Unidos: CRC Press LLC, 2016.

ISA, N. M.; TAN, C. W.; YATIM, A. H. M. A comprehensive review of cogeneration system in a microgrid: A perspective from architecture and operating system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 81, p. 2236-2263, 2017.

JAIN, V.; SACHDEVA, G.; KACHHWAHA, S. S. Comparative performance study and advanced exergy analysis of novel vapor compression-absorption integrated refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, v. 172, p. 81-97, 2018.

JAIN, V.; SACHDEVA, G.; KACHHWAHA, S. S. Energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses based comparative performance study and optimization of vapor compression-absorption integrated refrigeration system. *Energy*, v. 91, p. 816-832, 2015.

JARAMILHO, J. C. B. **Otimização exergoeconômica de sistema tetra-combinado de trigerção.** Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2011.

JRADI, M.; RIFFAT, S. Tri-generation systems: Energy policies, prime movers, cooling technologies, configurations and operation strategies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 32, p. 396-415, 2014.

KORDLAR, M. A.; MAHMOUDI, S. M. S. Exergeoeconomic analysis and optimization of a novel cogeneration system producing power and refrigeration. *Energy conversion and management*, v. 134, p. 208-220, 2017.

LABUS J. **Modelling of small capacity absorption chillers driven by solar thermal energy or waste heat.** Tese (Doutorado em Filosofia) - Universidade Rovira i Virgili, Tarragona, 2011.

LEITE FILHO, C. A. A. **Estudo e avaliação termoeconômica da aplicação de cogeração na indústria têxtil**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica-UPE, Escola Politécnica de Pernambuco, Recife, 2015.

LEONZIO, G. An innovative trigeneration system using biogas as renewable energy. **Chinese Journal of Chemical Engineering**, v. 26, n. 5, p. 1179-1191, 2018.

LI, M.; MU, H.; LI, N.; MA, B. Optimal design and operation strategy for integrated evaluation of CCHP (combined cooling heating and power) system. **Energy**, v. 99, p. 202-220, 2016.

LI, Z. F.; SUMATHY, K. Technology development in the solar absorption air-conditioning systems. **Renewable and sustainable energy reviews**, v. 4, n. 3, p. 267-293, 2000.

MEHRA, R. K.; DUAN, H.; JUKNELEVIČIUS, R.; MA, F.; LI, J. Progress in hydrogen enriched compressed natural gas (HCNG) internal combustion engines-A comprehensive review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 80, p. 1458-1498, 2017.

MELO, N. R. de. **Simulação e otimização de plantas de microcogeração com a utilização de um módulo de configuração de tarefas para a tomada de decisão em demandas variáveis**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2004.

MEMON, A. G.; MEMON, R. A. Thermodynamic analysis of a trigeneration system proposed for residential application. **Energy conversion and management**, v. 145, p. 182-203, 2017.

MENNA, M. R. M. **Modelagem e análise de custo de sistemas de refrigeração por absorção**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Centro de Engenharias e Ciências Exatas, Universidade Estadual do Oeste do Paraná, 2008.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 5ª. ed. Chichester: John Wiley & Sons Ltd, 2006.

MOSAFFA, A. H.; FARSHI, L. Garousi. Thermodynamic and economic assessments of a novel CCHP cycle utilizing low-temperature heat sources for domestic applications. **Renewable Energy**, v. 120, p. 134-150, 2018.

MUCCILLO, M.; GIMELLI, A.; SANNINO, R. Multi-objective optimization and sensitivity analysis of a cogeneration system for a hospital facility. **Energy Procedia**, v. 81, p. 585-596, 2015.

MURUGAN, S.; HORÁK, B. Tri and polygeneration systems-A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 60, p. 1032-1051, 2016.

OCHOA, A. A. V.; DUTRA, J. C. C.; HENRÍQUEZ, J. R. G.; DOS SANTOS, C. A. C. Techno-economic and Exergoeconomic Analysis of a micro cogeneration system for a residential use. *Acta Scientiarum. Technology*, v. 38, n. 3, 2016.

OCHOA, A. A. V. **Análise exergoeconômica de um chiller de absorção de 10TR integrado a um sistema de microgeração com microturbina a gás de 30kW.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2010.

OCHOA, A. A. V.; DUTRA, J. C. C.; HENRÍQUEZ, J. R. G.; ROHATGI, J. Energetic and exergetic study of a 10RT absorption chiller integrated into a microgeneration system. *Energy conversion and management*, v. 88, p. 545-553, 2014.

OLAND C.B. **Guide to combine heat and power systems for boiler owners and operators.** OakRidge, TN, USA: OakRidge National Laboratory; 2004

OLBRICHT, M.; LONARDI, F.; LUKE, A. Performance improvement of absorption chillers by means of additives—A numerical study. *Solar Energy*, v. 166, p. 138-145, 2018.

ONOVWIONA, H. I.; UGURSAL, V. Ismet. Residential cogeneration systems: review of the current technology. *Renewable and sustainable energy reviews*, v. 10, n. 5, p. 389-431, 2006.

ORTIGA, J.; BRUNO, J. C.; CORONAS, A. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network. *Applied Thermal Engineering*, v. 50, n. 2, p. 1536-1542, 2013.

PÉREZ, Á. A. D.; PALACIO, J. C. E.; VENTURINI, O. J.; REYES, A. M. M.; OROZCO, D. J. R.; LORA, E. E. S.; DEL OLMO, O. A. A. Thermodynamic and economic evaluation of reheat and regeneration alternatives in cogeneration systems of the Brazilian sugarcane and alcohol sector. *Energy*, v. 152, p. 247-262, 2018.

PINA, E. A.; LOZANO, M. A.; SERRA, L. M. Thermoeconomic cost allocation in simple trigeneration systems including thermal energy storage. *Energy*, v. 153, p. 170-184, 2018.

PINTO, R. G. D. **Simulação de uma caldeira de recuperação de calor em uma usina de ciclo combinado.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2012.

PORTAL DE FINANÇAS. **IGP – 10.** Disponível em: < http://www.portaldefinancas.com/igp_10_fgv.htm >. Acesso em 14 de Outubro de 2018.

PUCCINI, E. C. **Matemática Financeira e Análise de Investimentos.** 2ª ed reimp. – Florianópolis: Departamento de Ciências da Administração, 2012.

RONG, A.; LAHDELMA, R. Role of polygeneration in sustainable energy system development challenges and opportunities from optimization viewpoints. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 53, p. 363-372, 2016.

ROTARTICA SOLAR 045, **Installation and Maintenance Manual**. Rotartica, S.A.

SANNINO, R. Thermal characterization of CHP-User Needs interaction and optimized choice of the Internal Combustion Engines in the CHP plants. **Energy Procedia**, v. 82, p. 929-935, 2015.

SANTOS, C. M. S. **Análise exergoeconômica de um unidade de cogeração a gás natural com refrigeração por absorção**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, . João Pessoa, 2005.

SANTOS, E. M. dos, ZAMALLOA, G. C., VILLANUEVA, L. D., FAGÁ, M. T. W. **Gás Natural: estratégias para um energia nova no Brasil**. 1^a ed. São Paulo: ANNABLUME, 2002.

SECRETARIA DE ENERGIA E MINERAÇÃO. **Notícias**. Disponível em: <<http://www.energia.sp.gov.br/2017/09/brasil-alcanca-174-mil-mw-de-capacidade-instalada-de-cogeracao-em-julho-crescimento-de-94/>>. Acesso em: 5 Outubro 2018.

SHABBIR, I.; MIRZAEIAN, M. Feasibility analysis of different cogeneration systems for a paper mill to improve its energy efficiency. **International journal of hydrogen energy**, v. 41, n. 37, p. 16535-16548, 2016.

SHEN, C.; CIRONE, C.; JACOBI, A. M.; & WANG, X. Fouling of enhanced tubes for condensers used in cooling tower systems: a literature review. **Applied Thermal Engineering**, v. 79, p. 74-87, 2015.

SHIRAZI, A.; TAYLOR, R. A.; MORRISON, G. L.; WHITE, S. D. A comprehensive, multi-objective optimization of solar-powered absorption chiller systems for air-conditioning applications. **Energy Conversion and Management**, v. 132, p. 281-306, 2017.

SHOKATI, N.; RANJBAR, F.; & YARI, M. A comprehensive exergoeconomic analysis of absorption power and cooling cogeneration cycles based on Kalina, part 1: Simulation. **Energy Conversion and Management**, v. 158, p. 437-459, 2018a.

SHOKATI, N.; RANJBAR, F.; & YARI, M. A comprehensive exergoeconomic analysis of absorption power and cooling cogeneration cycles based on Kalina, Part 2: Parametric study and optimization. **Energy Conversion and Management**, v. 161, p. 74-103, 2018b.

SIBILIO, S.; ROSATO, A.; CIAMPI, G.; SCORPIO, M.; AKISAWA, A. Building-integrated trigeneration system: Energy, environmental and economic dynamic performance assessment for Italian residential applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 68, p. 920-933, 2017.

SILVA, H. C. N. **Análise da influência das tarifas e dos parâmetros técnicos na decisão da usina de produzir energia, açúcar e álcool.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2011.

SÖZEN, A.; ÖZALP, M.; ARCAKLIOĞLU, E. Prospects for utilisation of solar driven ejector-absorption cooling system in Turkey. **Applied thermal engineering**, v. 24, n. 7, p. 1019-1035, 2004.

TOMÁS, A. C. C.; ARAUJO, S. D. O.; PAES, M. D.; PRIMO, A. R.; DA COSTA, J. A. P.; OCHOA, A. A. V. Experimental analysis of the performance of new alternative materials for cooling tower fill. **Applied Thermal Engineering**, v. 144, p. 444-456, 2018.

VENTURINI, O. J.; PIRANI, M. J.; SIMÕES, A. A.; ALMEIDA, M. S. V. **Refrigeração e Ar Condicionado.** 3º Edição. Itajubá: Editora EFEI, 2006.

VIEIRA, A. L. **Estudo em CFD da Queima Suplementar em Caldeiras de Recuperação.** Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2015.

WAKUI, T.; YOKOYAMA, R. Optimal structural design of residential cogeneration systems in consideration of their operating restrictions. **Energy**, v. 64, p. 719-733, 2014.

WANG, J.; LI, M.; REN, F.; LI, X.; LIU, B. Modified exergoeconomic analysis method based on energy level with reliability consideration: Cost allocations in a biomass trigeneration system. **Renewable Energy**, v. 123, p. 104-116, 2018.

WANG, J.; WANG, B.; WU, W.; LI, X.; SHI, W. Performance analysis of an absorption-compression hybrid refrigeration system recovering condensation heat for generation. **Applied Thermal Engineering**, v. 108, p. 54-65, 2016.

WOTTRICH, B. **Modelo para a análise econômica e financeira em projetos de geração distribuída de energia com fontes alternativas.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2010.

YAZAKI ENERGY SYSTEM. **Commissioning and Operating Instructions Chillers and Chiller-Heater WFC-SC(H) 10, 20, 30.** Japão; 2003.