

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

DÁRIO DA ROSA CRUZ

**ESTUDO DE VIABILIDADE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR
ABSORÇÃO AMÔNIA/ÁGUA UTILIZANDO REJEITO TÉRMICO**

São Leopoldo, janeiro de 2015

DÁRIO DA ROSA CRUZ

ESTUDO DE VIABILIDADE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO
AMÔNIA/ÁGUA UTILIZANDO REJEITO TÉRMICO

Dissertação apresentada como requisito parcial
para a obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica, pelo Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade do Vale do Rio dos Sinos -
UNISINOS

Orientador: Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan

Co-orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander

BANCA EXAMINADORA

Profa. Dra. Maria Luiza Sperb Indrusiak – UNISINOS - RS

Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti – UNISINOS - RS

Prof. Dr. José Alberto dos Reis Parise – PUC - RJ

R957e Cruz, Dário da Rosa

Estudo de viabilidade de um sistema de refrigeração por absorção amônia/água, utilizando rejeito térmico / Dário da Rosa Cruz. – São Leopoldo, 2015.

111f. : il. Color. ; 30 cm

Orientadores: Mario Henrique Macagnan e Paulo Roberto Wander

Dissertação (mestrado) – Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2015.

Inclui bibliografia e apêndices.

1. Refrigeração. 2. Recuperação de calor. 3. Eficiência energética.
I. Macagnan, Mario Henrique. II. Wander, Paulo Roberto. III. Título.

CDU: 621.56

Catálogo na Publicação:

Bibliotecária Mirca Silveira – CRB-10/718

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar gostaria de agradecer a Deus, por sua bondade em permitir mais uma conquista importante em minha vida.

Agradeço ao Instituto Federal Sul-Riograndense pelo apoio financeiro concedido para a obtenção desta qualificação profissional.

Agradeço ao amigo Laércio Brunetto da Empresa BRF – Brasil Foods pela confiança em mim depositada, que disponibilizou informações para a realização deste estudo.

Agradeço a minha família, em especial a minha esposa Ruth pelo seu intenso incentivo em todos os momentos desta caminhada, ajudando-me a superar as adversidades encontradas, e a meu filho Miguel, que me inspira a cada dia.

Meu agradecimento a todos professores do mestrado, que contribuíram para meu desenvolvimento pessoal e profissional.

E, por fim, meu agradecimento aos colegas de mestrado pelo companheirismo durante este período.

*“Nós não somos o que gostaríamos de ser,
Nós não somos o que ainda iremos ser,
Mas, Graças a Deus,
Não somos mais quem nós éramos.”*

(Martin Luther King)

RESUMO

No presente trabalho foi analisado um sistema de cogeração de uma empresa de alimentos que utiliza, em seu processo produtivo, diversas utilidades. Estes processos geram resíduos industriais, como sólidos, líquidos e também resíduos térmicos. Atualmente muito tem se falado sobre eficiência energética no setor de utilidades, a qual impacta diretamente nos custos operacionais de produção. O objetivo deste trabalho é identificar potenciais térmicos disponíveis para a simulação de um sistema de trigeração, que utiliza sistema de refrigeração por absorção amônia/água como uma alternativa na redução dos custos operacionais mediante a produção de água gelada e de refrigeração para túneis de congelamento. Na empresa em análise, a demanda por energia elétrica para sistemas de refrigeração por compressão representa atualmente 60% da energia elétrica total da fábrica. Deste modo, sistemas de refrigeração por absorção mostram-se interessantes para diversas aplicações, pois são movidos por energia térmica ao invés de energia elétrica. Neste estudo são analisadas as influências da temperatura de condensação, temperatura de evaporação, temperatura do gerador e concentrações de amônia sobre o *COP* do sistema de refrigeração por absorção amônia/água. Para a análise destas influências, foi realizado o modelamento matemático e desenvolvido um programa no EES (*Engineering Equation Solver*) e os resultados da simulação foram comparados com os resultados encontrados nas simulações do *Handbook fundamentals* da ASHRAE (2009). A partir daí são simulados três diferentes casos para os sistemas de absorção em estudo, onde os dados coletados na empresa, referentes aos potenciais de recuperação de calor, e os parâmetros da ASHRAE para sistemas de refrigeração por absorção $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, são simulados e analisados mediante o programa IPSEpro®. Uma análise econômica é realizada, onde se pode concluir quanto à melhor configuração do sistema de trigeração sugerido. O percentual de economia, referente à energia elétrica consumida pelos compressores de refrigeração adotados foi de 8,7%, o qual proporcionará uma economia líquida mensal de R\$ 135.391,41. O custo de energia elétrica considerado foi de R\$ 0,1968/kWh e a TMA (taxa mínima de atratividade) considerada no projeto foi de 15,7%. A melhor situação apresentada foi a do caso 3, onde o valor do capital investido foi de R\$ 5.368.700,00 referente à aquisição dos equipamentos e instalação e a TIR (taxa interna de retorno) ficou em 15,7%, o VPL (valor presente líquido) para 10 anos ficou em R\$ 2.443.000,00 e o tempo de retorno *payback* se dará em 6,07 anos ou 73 meses.

Palavras-chave: Recuperação de calor. Refrigeração. Eficiência Energética.

ABSTRACT

In this present study, a cogeneration system is analyzed in a food company that uses several utilities in its productive process. These processes generate industrial residues, such as solids, liquids and also thermal residues. Currently, much has been said about energy efficiency in the utilities department to which directly impact the operational costs of production. The goal of this study is to identify thermal and energy potentials available for the simulation of a trigeneration system that uses absorption ammonia/water cooling system as an alternative to reduce operational costs through the production of cold water and the cooling of freezing tunnels. In the analyzed company, the demand for electric energy for the cooling systems by compression, represents lately 60% of all the electric energy of the factory. This way, cooling systems by absorption become interesting for many different applications, since they are activated by thermal energy instead of electric energy. In this study the influences of the condensation temperature, evaporation temperature, generator temperature and ammonia concentration by COP of absorption ammonia/water cooling systems are analyzed. For the fulfillment of these analysis, the mathematical modeling is carried out and an EES program is developed and compared through simulations performed in Handbook fundamentals by ASHRAE (2009). Therefore, three cases different are simulated for the absorption systems in study, where the data presented for the company potential recovery of heat a boiler and the ASHRAE guidelines for an ammonia/water absorption refrigeration systems, are simulated and analyzed through the IPSEpro software. An economical analysis is performed where it is possible to conclude the best configuration of the trigeneration system suggested. The percentage of economy concerned to the electric energy consumed by the adopted cooling compressors was 8.7%. It will proportionate a mouthy economy of around R\$ 135,391.41. The costs of electric energy considered was R\$ 0.1968/kWh and the TMA (minimal tax of attractiveness) considered in the project was 15.7% the best situation presented was the case 3, where the value of invested capital was R\$ 5,368,700.00 concerned to the acquisition and installation of equipments. The TIR (internal rate of return) was in 15.7%, the VPL (net present value) for ten years was R\$ 2,443,000.00 and the payback will occur in 6.07 years or 73 months.

Key-words: Heat recovery, Refrigeration, Energy Efficiency.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Ilustração do aproveitamento de energia na trigerção.....	17
Figura 2.1: Ciclos de Rankine (a) com superaquecimento (b) com superaquecimento e reaquecimento e (c) com regeneração	26
Figura 2.2: Representação do ciclos de Rankine ideal e real	27
Figura 2.3: Representação do ciclo de Rankine	27
Figura 2.4: Comparação energia útil e energia perdida em diversos setores dos EUA.....	29
Figura 2.5: Esquema do sistema de cogeração do tipo “ <i>topping cycle</i> ”.....	32
Figura 2.6: Esquema do sistema de cogeração do tipo “ <i>bottoming cycle</i> ”.....	32
Figura 2.7: Empreendimentos que utilizam cogeração por ramo de atividade	33
Figura 2.8: Unidades de cogeração existentes no Brasil por tipo de combustível utilizado	34
Figura 2.9: Esquema de cogeração com turbina a vapor em contra-pressão.....	35
Figura 2.10: Ilustração do aproveitamento de energia na trigerção.....	36
Figura 2.11: Ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito	38
Figura 2.12: <i>Chiller</i> de absorção de queima direta de amônia-água	40
Figura 2.13: <i>Chiller</i> de absorção de queima indireta de água-brometo de lítio	40
Figura 2.14: Esquema de um volume de controle	43
Figura 2.15: Diagrama de pressão-temperatura da solução de amônia/água, ($T_{evap.} -10\text{ }^{\circ}\text{C}$)...	44
Figura 2.16: Diagrama de pressão-temperatura da solução de amônia/água, ($T_{evap.} -40\text{ }^{\circ}\text{C}$)...	45
Figura 3.1: Representação esquemática de um sistema de absorção de simples efeito.....	50
Figura 3.2: Representação do volume de controle no absorvedor.....	52
Figura 3.3: Representação do volume de controle na bomba de solução.....	52
Figura 3.4: Representação do volume de controle na válvula de expansão da solução	53
Figura 3.5: Representação do volume de controle do trocador da solução	54
Figura 3.6: Representação do volume de controle do gerador de calor da solução	54
Figura 3.7: Representação do volume de controle do retificador.....	55
Figura 3.8: Representação do volume de controle no condensador	56
Figura 3.9: Representação do volume de controle na válvula de expansão do fluido refrigerante.....	56
Figura 3.10: Representação do volume de controle no evaporador	57

Figura 4.1: Interface da biblioteca FRIGO para refrigeração por compressão	61
Figura 4.2: Interface da biblioteca FRIGO para refrigeração por absorção	62
Figura 4.3: Interface elaborada pelo autor no “ <i>Diagram Window</i> ” do EES.....	64
Figura 5.1: Imagem geral da caldeira em análise	65
Figura 5.2: Imagem do abastecimento de combustível da caldeira.....	66
Figura 5.3: Fluxograma do processo de geração de vapor	66
Figura 5.4: Imagem dos compressores do sistema de refrigeração	67
Figura 5.5: Esquema de recuperação de calor - caso1.....	69
Figura 5.6: Esquema da recuperação de calor - caso 2.....	70
Figura 5.7: Esquema da recuperação de calor - caso 3.....	71
Figura 6.1: Custo mensal com energia elétrica	72
Figura 6.2: Dados operacionais da caldeira.....	73
Figura 6.3: Preço unitário mensal da lenha	74
Figura 6.4: Validação do programa de absorção elaborado no EES	76
Figura 6.5: Variação do <i>COP</i> em função da temperatura de evaporação e condensação	77
Figura 6.6: Variação da taxa de massa da solução NH ₃ /H ₂ O em função da temperatura de evaporação e condensação.....	78
Figura 6.7: Potência da bomba em função da temperatura de evaporação e condensação	79
Figura 6.8: Variação do <i>COP</i> em função da concentração de NH ₃ e da temperatura de evaporação	80
Figura 6.9: Variação do <i>COP</i> em função da concentração de NH ₃ e a temperatura de condensação para T _{evap.} -10°C	81
Figura 6.10: Taxa de calor por componente em função da concentração de NH ₃	82
Figura 6.11: Temperatura do gerador em função da temperatura de evaporação para T _{cond.} 35°C.....	83
Figura 6.12: Temperatura do gerador em função das temperaturas de evaporação e condensação.....	84
Figura 6.13: Simulação no IPSEpro® do Caso -1	86
Figura 6.14: Taxa de massa da água gelada em função da vazão do exaustor.....	87
Figura 6.15: Fluxo de caixa da simulação do caso 1	88
Figura 6.16: Simulação no IPSEpro® do Caso -2.....	89
Figura 6.17: Análise da taxa de calor do evaporador em função da taxa de massa de vapor ..	90
Figura 6.18: Fluxo de caixa da simulação do caso 2.....	92

Figura 6.19: Fluxo de caixa da simulação do caso 3	93
--	----

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Propriedades dos pares de fluido refrigerante/absorvente mais comuns.....	46
Tabela 5.1: Descrição dos dados para simulação - caso 1.....	68
Tabela 5.2: Descrição dos dados para simulação - caso 2.....	69
Tabela 5.3: Descrição dos dados para simulação - caso 3.....	71
Tabela 6.1: Descrição de hipóteses consideradas pela ASHRAE, para sistemas de refrigeração por absorção NH ₃ /H ₂ O	75
Tabela 6.2: Descrição dos dados de entrada da ASHRAE, para sistemas de refrigeração por absorção NH ₃ /H ₂ O.....	76
Tabela 6.3: Resultados da Simulação no IPSEpro® do Caso -1	86
Tabela 6.4: Resultado da Simulação no IPSEpro® do Caso -2.....	89
Tabela 6.5: Análise de projeto do caso 3, com variação do preço da lenha.....	94
Tabela 6.6: Análise de projeto do caso 3, com variação do custo da energia elétrica.....	95
Tabela 6.7: Análise de projeto do caso 3, com variação no preço da lenha e da energia elétrica	95

LISTA DE ABREVIATURAS

IIR - *International Institute of Refrigeration*

COGEN - Associação de Cogeração de Energia

BRF - Empresa Brasil Foods

CRA - Ciclo de Refrigeração por Absorção

VPL - Valor Presente Líquido

CHP - *Combined Heat and Power*

EUA - Estados Unidos da América

TR - Tonelada de Refrigeração

IEA - *International Energy Agency*

IETS - *Industrial Energy-related Technologies and Systems*

ORC - *Organic Rankine Cycle*

HVAC - *Heating, Ventilating and Air Conditioning*

EDUCOGEN - Educação na Cogeração de Energia na Europa

CHCP - *Combined Heat, Cooling and Power*

PER - *Primary Energy Rate*

ASHRAE - *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*

TIR - Taxa Interna de Retorno

MDK - *Model Development Kit* do IPSEpro®

PSE - *Process Simulation Environment* do IPSEpro®

FRIGO - Biblioteca do *Process Refrigeration* do IPSEpro®

LISTA DE SÍMBOLOS

A - área de troca térmica [m^2]

BEN - benefício anual obtido [R\$]

COP - coeficiente de performance

CTI - custo total do investimento [R\$]

E - Energia [J]

\dot{E} - taxa de energia [kW]

g - aceleração da gravidade [m/s^2]

h - entalpia específica [J/kg]

J - taxa de desconto adotada [%]

m - massa [kg]

\dot{m} - taxa de massa [kg/s]

n - período ou vida útil do projeto [anos]

P - pressão [kPa]

p - pressão no IPSEpro [bar]

\dot{Q} - taxa de transferência de calor [kW]

t - tempo [s]

T - temperatura [$^{\circ}C$]

U - coeficiente global de transferência de calor [$W/(m^2 K)$]

V - velocidade de escoamento do fluido [m/s]

x - fração mássica para o EES [kg/kg]

z - fração mássica para o IPSEpro [kg/kg]

Z - altura [m]

\dot{W} - potência realizada no sistema [kW]

Símbolos Gregos

ε - eficiência de refrigeração

η - rendimento

v - volume específico [m³/kg]

Sub-índices

Ideal - desempenho de Carnot

e – entrada

s - saída

arm – armazenada

b - bomba

a – absorvedor

c - condensador

e - evaporador

g – gerador

r - retificador

SHX - trocador de calor de solução

amb – ambiente

cond – condensação

evap - evaporação

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	16
1.1 Objetivos.....	18
1.1.1 Objetivo Geral	18
1.1.2 Objetivos Específicos	18
1.2 Justificativa	18
1.3 Estrutura da Dissertação	19
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1 Ciclos de Potência - Rankine	26
2.2 Recuperação de Calor	28
2.3 Cogeração	31
2.4 Trigeriação	35
2.5 Refrigeração por Absorção.....	37
2.5.1 Tipo de Acionamento	39
2.5.2 Propriedades do Sistema.....	41
2.5.3 Propriedades Termodinâmicas para Mistura de Fluidos	43
2.6 Parâmetros Econômicos.....	47
2.6.1 Valor Presente Líquido.....	47
2.6.2 Taxa Interna de Retorno	48
2.6.3 Comparação entre as técnicas VPL e TIR	48
3. MODELAGEM DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	50
3.1 Hipóteses de Simplificação.....	51
3.2 Absorvedor	51
3.3 Bomba	52
3.4 Válvula de Expansão da Solução.....	53
3.5 Trocador de Calor da Solução.....	53
3.6 Gerador	54
3.7 Retificador	55
3.8 Condensador	55
3.9 Válvula de Expansão de Refrigerante	56
3.10 Evaporador	57
4. METODOLOGIA PARA ANÁLISE E SIMULAÇÃO TÉRMICA.....	59
4.1 Informações do Software IPSEpro®	59

4.2 Biblioteca do IPSEpro®	60
4.2 Sistema de Equações e Grau de Liberdade	62
4.3 Rotina de Cálculo do EES para Sistemas de Absorção.....	63
5. APRESENTAÇÃO DA PLANTA INDUSTRIAL	65
5.1 Descrição das configurações de recuperação de calor analisadas.....	67
5.1.1 Caso 1 – Recuperação de calor dos gases de exaustão.....	68
5.1.2 Caso 2 – Sistema de absorção acionado por vapor da saída da turbina.....	69
5.1.3 Caso 3 – Recuperação de calor dos gases de exaustão e sistema de absorção acionado por vapor da saída da turbina.....	70
6. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	72
6.1 Dados do Processo de Utilidades da Empresa.....	72
6.1.1 Energia Elétrica	72
6.1.2 Geração de Vapor e Eletricidade Própria	73
6.2 Validação do Modelo Desenvolvido no EES.....	75
6.3 Variação das Condições Operacionais do Sistema de Absorção no EES	77
6.4 Resultados das Simulações do Caso 1 – Recuperação dos gases de exaustão	85
6.5 Resultados das Simulações do Caso 2 – Sistema de absorção acionado por vapor....	88
6.6 Resultados da Simulação do Caso 3 – Recuperação de calor dos gases de exaustão juntamente com sistema de absorção acionados por vapor.....	92
6.7 Viabilidade do Projeto de Absorção	93
7. CONCLUSÕES.....	97
REFERÊNCIAS	100
APÊNDICE A	104
Simulação do Caso 03 no EES	104
APÊNDICE B.....	107
MVP do Caso 03	107
APÊNDICE C	108
Programação no EES para a Recuperação de calor da Caldeira – Caso 03.....	108

1. INTRODUÇÃO

O uso de energia elétrica em instalações de refrigeração e climatização representa uma parte significativa do consumo energético de indústrias e residências. As indústrias de alimentos, tais como de produtos lácteos e frigoríficos, podem ser responsáveis por cerca de 60% do consumo elétrico da indústria.

Os sistemas de refrigeração representam um peso crescente no aumento do consumo de energia elétrica em todo mundo. O IIR (*International Institute of Refrigeration*) indica que aproximadamente 15% de toda a eletricidade produzida mundialmente é utilizada em aplicações de ar condicionado e refrigeração, representando aproximadamente 45% do consumo em edifícios (Diaconu, Vargas e Oliveira 2011).

Atualmente a preocupação com a demanda por recursos energéticos e com os impactos causados na sua geração é cada vez maior entre pesquisadores, empresas e governo. O considerável aumento do consumo de energia elétrica e a escassez na oferta conduzem a um aumento significativo de seu preço, levando empresas muitas vezes a optarem por investir em sistemas próprios de cogeração.

O fator competitivo é essencial para a sobrevivência das empresas, tornando-se necessária a busca por criatividade, inovação e tecnologias que utilizem os recursos disponíveis na própria planta. Com o passar dos anos a tendência é que a utilização de energia elétrica pela indústria aumente significativamente, havendo a necessidade permanente de melhorar a eficiência energética dos diversos processos industriais.

Nesse quadro atual de preocupação com o uso racional de energia elétrica, e com o intuito de expandir o desenvolvimento de tecnologias mais limpas e mais eficientes é identificada a motivação para a realização deste trabalho.

O setor de refrigeração de uma indústria processadora de alimentos utiliza, em sua maioria, sistemas de refrigeração por compressão de vapor. É neste contexto que surge espaço para os sistemas de refrigeração por absorção, os quais utilizam calor como fonte de energia. Este calor pode ser obtido através da recuperação de energia térmica desperdiçada por equipamentos, sistemas ou processos, disponíveis na própria indústria. Este tipo de aproveitamento permite ao sistema de refrigeração por absorção funcionar sem gastos energéticos significativos, permitindo aumentar o desempenho global de plantas industriais.

Um sistema de refrigeração por absorção pode estar integrado a centrais de cogeração, à medida que o calor gerado pelo processo é aproveitado não somente para aquecimento, mas também para refrigeração, transformando assim uma central de cogeração num sistema de

trigeração, em que simultaneamente gera-se energia elétrica, calor e água gelada a partir da mesma fonte energética.

A Fig. (1.1) dá uma ideia da possível distribuição de energia em um processo que utiliza um sistema de trigeração.

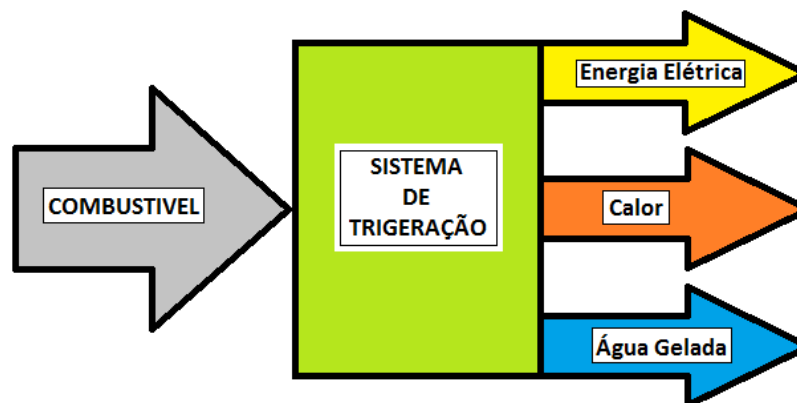


Figura 1.1: Ilustração do aproveitamento de energia na trigeração

Inúmeras medidas de redução do consumo de energia elétrica por sistemas de refrigeração, em nível mundial, têm levado ao aprimoramento tecnológico dos sistemas de refrigeração por absorção e, conseqüentemente, ao aumento da sua utilização na refrigeração, especialmente em sistemas de condicionamento de ar. Estudos recentes revelam que 37 a 60% do total de energia elétrica consumida em edifícios comerciais devem-se ao sistema de condicionamento de ar (Zhou et al, 2007).

O sistema de produção centralizada de energia elétrica, através de uma usina térmica, desperdiça grande quantidade de calor, enquanto que há uma demanda significativa de energia térmica nos setores industrial e terciário. Esta energia poderia ser recuperada e empregada em processos que demandem aquecimento ou produção de água gelada (COGEN, 2010).

Nesta dissertação é realizada uma análise de um sistema de cogeração, buscando aproveitar os recursos energéticos disponíveis nos gases de exaustão de uma caldeira, de modo a aplicá-lo no processo de refrigeração, através da utilização de tecnologias de recuperação de calor que permitam atender parte das demandas atuais de refrigeração da indústria, que atualmente utiliza somente sistemas de refrigeração por compressão.

Através desse estudo pretende-se quantificar o potencial de recuperação de calor disponível no sistema de cogeração e direcioná-lo ao aproveitamento em sistemas de refrigeração por absorção, utilizando a metodologia de simulação para a realização do estudo de viabilidade deste tipo de sistemas.

1.1 Objetivos

Os objetivos desse trabalho estão divididos em objetivo geral e objetivos específicos.

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral desta dissertação concentra-se em realizar um estudo de viabilidade do aproveitamento de energia térmica de um sistema de cogeração, mediante a refrigeração por absorção utilizando o par amônia/água.

1.1.2 Objetivos Específicos

Para que se possa atingir o objetivo geral, faz-se necessário:

- Avaliar a influência de parâmetros, tais como: temperatura de evaporação, temperatura de condensação, concentração de amônia, temperatura do gerador, potência da bomba de solução, taxa de massa no absorvedor e *COP* do sistema de refrigeração por absorção amônia/água;
- Analisar a sensibilidade do sistema de cogeração atual com relação à produção de energia elétrica e à quantidade de vapor usado para o processo de aquecimento da indústria;
- Analisar a taxa de massa de água gelada produzida pelo sistema de trigerção, com relação à temperatura e vazão disponíveis nos gases de exaustão;
- Realizar uma análise financeira relacionando os custos operacionais da situação atual com os custos operacionais do arranjo energético proposto, custos de implantação e o retorno do capital investido (*Payback*).

1.2 Justificativa

Os sistemas de refrigeração por absorção são considerados boas alternativas para a recuperação de energia térmica proveniente de sistemas de cogeração, principalmente em empresas onde a necessidade de refrigeração é bastante intensa, como no caso das indústrias frigoríficas, transformando deste modo um sistema atual de cogeração em um sistema de trigerção.

A refrigeração por absorção torna-se uma poderosa ferramenta utilizada neste processo, contribuindo para a maximização da eficiência global de plantas industriais, através da minimização do consumo de energia elétrica utilizada em sistemas de refrigeração por compressão.

Uma das maiores dificuldades enfrentadas para a implantação dos sistemas de trigerção está relacionada aos custos de aquisição. O investimento inicial para sistemas de refrigeração por absorção é superior aos sistemas por compressão. Apesar deste cenário, as oscilações dos preços da energia elétrica e a disponibilidade de rejeitos térmicos oriundos de processos industriais, fazem da refrigeração por absorção uma opção interessante, frente ao baixo custo operacional, quando comparado com sistemas convencionais de refrigeração por compressão.

Para Collona e Gabrielli (2003), quando se está projetando uma nova planta de produção dever-se-ia considerar uma produção integrada das utilidades. Assim o número de instalações de sistemas, chamados de trigerção, estaria aumentando.

Os conceitos de eficiência energética, preservação do meio ambiente e redução de custos formam o tripé de sustentação da base energética de uma empresa. Levando em conta que sistemas de trigerção são realidade em muitos países e excelentes perspectivas em outros, houve o interesse em estudar e propor este tipo de sistema para o aproveitamento energético de fontes primárias de energia, visando o uso racional e eficiente da mesma.

Pretende-se demonstrar neste estudo a influência das variáveis mais importantes de um sistema de refrigeração por absorção amônia/água e a viabilidade de implementação de um sistema de trigerção em uma planta industrial, onde os processos de refrigeração utilizam somente sistemas de refrigeração por compressão.

O fator motivador para a realização deste estudo foi também o uso de ferramentas computacionais no desenvolvimento de modelos de simulação, que permitem testar diversas condições operacionais buscando sempre a condição mais adequada para as plantas industriais.

1.3 Estrutura da Dissertação

Esta dissertação está organizada em sete capítulos.

No capítulo 2 é feita uma revisão bibliográfica acerca dos estudos já realizados sobre a recuperação de calor, sistemas de cogeração, sistemas de trigerção e dos sistemas de

refrigeração por absorção, salientando os principais resultados e conclusões alcançados por tais estudos por diversos autores.

No capítulo 3 é realizado o modelamento do ciclo de refrigeração por absorção de amônia/água de simples efeito, mediante balanços de massa e energia.

No capítulo 4 são apresentadas as ferramentas utilizadas para as simulações realizadas no trabalho. As plataformas utilizadas foram o *software* simulador de plantas de processos IPSE-pro® da SIM TECH versão 4.0 e o EES (*Engineering Equation Solver*).

No capítulo 5 são apresentados os materiais e métodos utilizados, através de dados de processos industriais da empresa em análise e o modelamento do sistema. Diferentes cenários são criados e simulados.

No capítulo 6 são apresentados os resultados e no capítulo 7 a conclusão.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Na revisão bibliográfica são analisados trabalhos relacionados a sistemas de cogeração, sistemas de refrigeração por absorção, recuperação de calor e trigeração. Nesta revisão foram avaliadas referências que servissem como base para qualquer tipo de estudo envolvendo recuperação de calor de sistemas térmicos.

Nos últimos anos, têm surgido muitos trabalhos relacionados à recuperação de calor através de sistemas por absorção. Estes sistemas são mais difundidos em países onde os impactos ambientais e o custo da geração de energia elétrica tendem a ser maiores. Percebe-se a intensa procura por processos cada vez mais eficientes e com impactos ambientais cada vez menores, o que desperta em muitos pesquisadores o interesse pelo tema.

A seguir são apresentados alguns trabalhos que serviram como referência para o desenvolvimento desta dissertação.

Onowiona e Ugursal (2006) lembraram que o processo de cogeração não é recente, que desde 1880 as indústrias já utilizavam vapor como fonte de energia e a eletricidade surgia como produto do trabalho realizado. Segundo eles, a cogeração se tornou realmente importante com a crise dos combustíveis fósseis em 1973, que aumentou seus preços e não se podia confiar no seu sistema de distribuição. Com isso surge a necessidade de processos mais eficientes e de novas fontes de energia.

Najjar (2000) resumiu diversas pesquisas relacionadas à cogeração ao longo de dez anos, entre os anos de 1989 e 1999, e afirmou que a utilização dessa tecnologia aumenta a eficiência energética do sistema e diminui os impactos ambientais. A cogeração tem uma aplicação bem ampla, tendo como potenciais usuários a indústria química, petroquímica, têxtil, celulose, bebidas e alimentos.

Szklo, Soares e Tolmasquim (2000) fizeram uma avaliação da utilização da cogeração em um Shopping Center e em uma indústria química, ambas localizados no sudeste brasileiro. A cogeração se mostrou viável energeticamente em ambas as situações, porém para o caso do Shopping Center, a tecnologia só se torna economicamente viável se as tarifas cobradas, sobre combustível e energia elétrica, por exemplo, forem favoráveis, uma vez que o preço pago pelas utilidades afetará o estudo de viabilidade do sistema. Já para a indústria química, além do benefício energético com a implantação da cogeração, a indústria diminuirá o risco de uma possível falha no abastecimento de energia devido às falhas no sistema de distribuição de energia no Brasil.

Horuz e Callander (2004) desenvolveram um estudo experimental referente a um sistema de refrigeração por absorção com amônia-água. Neste trabalho, foi testado o desempenho de uma unidade de absorção com queima direta de gás natural com capacidade de 10 kW. A partir da variação da temperatura de entrada de água gelada, temperatura no evaporador, taxa de massa de água gelada e da energia térmica da fonte de calor, foi obtida a seguinte respostas do sistema: diminuição da capacidade frigorífica com a redução da taxa de massa da água gelada para uma mesma condição ambiente e fonte de calor constante. Os testes realizados formam a base de dados para uma análise através dos parâmetros em diferentes condições de operação.

Gomri (2009) utilizou uma simulação matemática para realizar a análise energética e exergética do CRA (Ciclo de Refrigeração por Absorção) de simples e de duplo efeito utilizando o par água-brometo de lítio. Ao fazer as análises, conclui que o *COP* do CRA de duplo efeito é quase o dobro do *COP* para CRA de simples efeito (enquanto um varia entre 0,73 e 0,79, o outro varia entre 1,22 e 1,42). Foi observado também que o valor do *COP* aumenta com o aumento da temperatura do gerador e do evaporador e diminui com o aumento da temperatura do condensador.

Asdrubali e Grignaffini (2005) realizaram uma análise experimental de um *chiller* de absorção de simples efeito do fabricante YAZAKI, usando o par água-brometo de lítio, para diferentes condições de operação. Os parâmetros variados foram a taxa de massa de água gelada e a temperatura de entrada da água quente no gerador. Os resultados mostraram que a maior eficiência do sistema de absorção se deu para a temperatura de entrada de água quente de 70 °C. Este resultado é de interesse para o uso de sistema solar como fonte de aquecimento de água para mover sistemas de absorção.

Wang, Huang e Roskilly (2009) realizaram um estudo no qual foi avaliado o desempenho de ciclos de refrigeração por absorção de meio, simples e duplo efeito. O ciclo de meio-efeito é utilizado quando a temperatura da fonte de calor disponível é menor do que o mínimo necessário para mover um ciclo de absorção de simples efeito. Foi constatado que entre a máxima temperatura da fonte de calor necessária para mover um ciclo de simples efeito e a mínima temperatura da fonte de calor para mover um ciclo de duplo efeito, existe uma faixa entre estas temperaturas da fonte de calor, que pode ser contemplada por um outro tipo de sistema. A partir disso, eles propuseram a combinação de um ciclo de refrigeração por absorção de meio com um de simples efeito utilizando água-brometo de lítio como fluido de trabalho. Esta nova combinação mostrou uma ótima performance. Para uma temperatura de evaporação de 5 °C, uma temperatura de condensação de 42 °C e de absorção de 37 °C a faixa

de temperatura ótima do gerador foi de 110 a 140 °C. O coeficiente de performance obtido para o ciclo analisado foi de 1,0, sendo este 30 % maior do que normalmente se encontra para um equipamento de simples efeito, para a mesma condição de trabalho.

Bassols et al. (2002), realizaram um estudo que mostra exemplos de aplicação da trigerção em indústrias de alimentos na Holanda e na Espanha. Foi analisada uma fábrica de margarina em Rotterdam, na Holanda, que possui um gerador com capacidade nominal de 5 MW acionado através de uma turbina a gás. Para recuperar o calor dos gases de exaustão, a empresa utiliza um sistema de refrigeração por absorção com amônia-água ligado em cascata, por meio de trocadores de calor, ao sistema de refrigeração por compressão. O sistema de refrigeração por absorção possui capacidade de refrigeração de 1.400 kW para uma temperatura de evaporação de -23 °C. O sistema de refrigeração por compressão possui 3.500 kW de capacidade de refrigeração. Logo, os autores recomendam que os benefícios econômicos da refrigeração por absorção sejam apurados em conjunto com a central de cogeração, pois a refrigeração por absorção é considerada apenas uma ferramenta de conversão de energia, que transforma energia térmica de baixo valor agregado em refrigeração a baixa temperatura, a qual tem alto valor econômico, aumentando assim a eficiência global da planta.

Kavvadias e Maroulis (2010) fizeram o estudo de caso de um hospital com 300 leitos, em que utilizaram a trigerção. Foi proposto um método de otimização que considera as análises econômicas, energéticas e ambientais e defende a existência de mais do que um ponto ótimo de operação, pois isso dependerá do que for priorizado. Tal ideia é também conhecida como eficiência de Pareto. Foi realizada a análise econômica tomando-se como exemplo dois valores distintos de tarifas. Foi utilizado um CRA que, apesar de ter um *COP* considerado pequeno (menor do que um), utiliza a energia que seria desperdiçada.

Ziher e Poredos (2006) fizeram um estudo relacionado à economia obtida com a instalação da trigerção em um hospital na Eslovênia. Eles analisaram os dados de custo e consumo das utilidades do hospital no período de março a outubro. Eles estimaram algumas configurações para o sistema de trigerção em função da demanda das utilidades para cada hora do dia. Foi identificado que o sistema de refrigeração era bastante solicitado no período das 7h às 18h. Após este horário tinha seu consumo reduzido quase pela metade. O mesmo acontecia com outras utilidades. A análise econômica mostrava que o sistema de trigerção poderia ser rentável. Das configurações analisadas, a que apresentou *chiller* de refrigeração por absorção água/brometo de lítio combinado com *chiller* de compressão, operando por meio de um sistema de armazenamento de água gelada, obteve o VPL (Valor Presente

Líquido) de 2,72 (Milhões de Euros) com *payback* de 5,86 anos. A outra opção analisada era sem o armazenamento da água gelada, que obteve VPL de 2,02 (Milhões de Euros) com *payback* de 6,71 anos. Logo, a melhor solução do ponto de vista econômico, seria com sistema de armazenamento de água gelada.

Collona e Gabrielli (2003) realizaram estudos de otimização de sistemas térmicos em trigeração para a indústria usando sistemas de refrigeração por absorção amônia-água, na Itália e na Holanda. O estudo compara sistemas com geradores de mesma capacidade 10 MW e sistemas de refrigeração por absorção com temperatura de evaporação de -10 °C. As simulações foram realizadas no *software Cycle-Temp*. Dados reais de plantas de potência e dados de artigos de outros autores de sistemas de refrigeração por absorção são empregados. O primeiro sistema analisado contemplava um CHP (*Combined Heat and Power*) movido com motor de combustão interna, onde o calor liberado pelos gases de exaustão e do resfriamento dos cilindros do motor era recuperado para impulsionar um sistema de refrigeração por absorção de um nível de temperatura. O segundo caso analisado foi semelhante ao primeiro, onde o CHP, também com motor de combustão interna, foi simulado em dois níveis de temperatura para os sistemas de refrigeração por absorção, sendo um através da recuperação de calor da água de arrefecimento do motor, a um nível mais baixo de temperatura do gerador e o outro através dos gases de exaustão, com nível mais alto de temperatura do gerador. O último caso analisado é de um turbo gerador movido por uma turbina a gás (utilizando gás natural). A recuperação de calor aconteceu através dos gases de exaustão em um único nível de temperatura. Aspectos econômicos são abordados em todos os casos analisados. Para a comparação da avaliação econômica foi considerado que a demanda de refrigeração era atendida por um sistema de refrigeração por compressão com *COP* igual a 3. Nas situações propostas, as demandas de refrigeração são atendidas por um sistema de refrigeração por absorção, através das recuperações de calor. A configuração que se mostrou mais atraente foi a de motor de combustão interna, com um nível de temperatura. Ao realizar as análises percebeu-se que as políticas de energia exerciam uma influência muito grande na viabilidade dos projetos, através de algumas leis de incentivos variando bastante entre os países analisados. O período de retorno simples da configuração da planta mais favorável (trigeração com motor de combustão interna) foi de 3,9 anos na Itália e 7,9 anos na Holanda.

Temir e Bilge (2004) realizaram uma análise exergetica de um sistema de trigeração que produz energia elétrica, aquecimento e resfriamento, através de um motor alternativo a gás natural na Turquia. Na análise de energia feita de acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica, esses fatores limitantes são ignorados. Por outro lado, com a análise através

da segunda lei, a quantidade e localização da exergia é encontrada. A análise mostrou que dos 100% de energia que entra no sistema pelo combustível, 34,5% é convertida na produção de eletricidade, sendo que 1,3% da eletricidade produzida é utilizada no próprio sistema de refrigeração por ventiladores e bombas. Dos 58,5% da energia do combustível que é degradada e liberada na forma de energia térmica pelo escape do motor, apenas 5,9% é aproveitada para atender as demandas de aquecimento da indústria e 4,0% é aproveitada pela refrigeração por absorção para atender as demandas de refrigeração. Dos 7% da energia do combustível que são consideradas perdas do sistema, 1,8% estão localizadas no sistema de refrigeração, 3,5% no sistema de aquecimento e 1,7% no sistema elétrico (motor/gerador).

Havelský (1999) apresenta um estudo de simulação referente à eficiência energética de um sistema de trigerção para a produção de aquecimento, resfriamento e energia elétrica. A unidade hipotética de trigerção analisada, é composta por um motor de combustão interna, acoplada a um gerador para a produção de eletricidade, e na outra extremidade possui acoplado um compressor de refrigeração, empregado como bomba de calor, utilizado no sistema para realizar a recuperação de calor do sistema de refrigeração por absorção, sendo este o responsável pelo processo da refrigeração. O sistema de absorção é movido pela recuperação de calor dos gases de exaustão do motor de combustão interna. O sistema de bomba de calor, recupera o calor do sistema de resfriamento dos cilindros do motor de combustão interna e da carcaça do compressor. A melhor utilização da energia primária do combustível do motor de combustão interna operando em conjunto, eleva o rendimento do sistema para 91%, pois converte cerca de 48 a 64% em energia térmica e de 25 a 37% em energia elétrica. O autor afirma ainda que, com tal sistema, é possível economizar mais de 40% da energia primária em comparação com sistemas convencionais de produção separada destas utilidades.

Roos (2013) realizou um estudo referente ao potencial de recuperação de calor, para temperaturas moderadas, de processos industriais nos Estados Unidos. A recuperação deste calor, na opinião dele, representa a maior oportunidade para reduzir o consumo de energia industrial nos EUA. A recuperação de calor industrial que era rentável apenas para temperaturas superiores a 538 °C. Atualmente já é possível para temperaturas moderadas, devido ao aumento do preço da energia, desenvolvimento tecnológico por parte dos fabricantes de equipamentos pela diminuição nos custos dos equipamentos utilizados.

A tecnologia de refrigeração por absorção está experimentando um ressurgimento com o crescente interesse pela recuperação de calor. Fabricantes norte-americanos ampliaram suas

linhas de *chiller* de absorção e *chiller* aquecedores para diversas capacidades, variando entre 10 kW e 5275 kW (3 TR e 1500 TR) (Roos, 2013).

2.1 Ciclos de Potência - Rankine

Existem diversos tipos de ciclos de potência e em cada um deles existe uma singularidade própria. Exemplos de ciclos de potência são: Carnot (somente teórico), Rankine, Otto, Brayton, entre outros. Em aplicações de cogeração e de trigeração, muitas vezes torna-se interessante a combinação de diferentes ciclos de potência.

Segundo Korobitsyn (1998), ciclos combinados oferecem melhor desempenho do que os ciclos individuais. Combinando ciclos de alta temperatura com os de temperatura média e baixa, consegue-se a maneira mais eficaz na abordagem da eficiência de Carnot, e, assim, melhor aproveitamento da energia do combustível. No entanto, as possibilidades de combinação podem ser limitadas por fatores tais como a produção de energia, os requisitos do combustível ou características de carga parcial.

O ciclo de Rankine opera segundo um ciclo termodinâmico, em que o fluido de trabalho é alternadamente vaporizado e condensado. O fluido de trabalho mais comum utilizado nos ciclos de potência a vapor é a água, devido principalmente às suas propriedades termodinâmicas (alto calor latente de vaporização), além do baixo custo e sua disponibilidade.

O ciclo de Rankine consiste na utilização do calor proveniente da queima de combustíveis para geração de vapor numa caldeira ou gerador de vapor. A Fig.(2.1) ilustra os principais ciclos de Rankine.

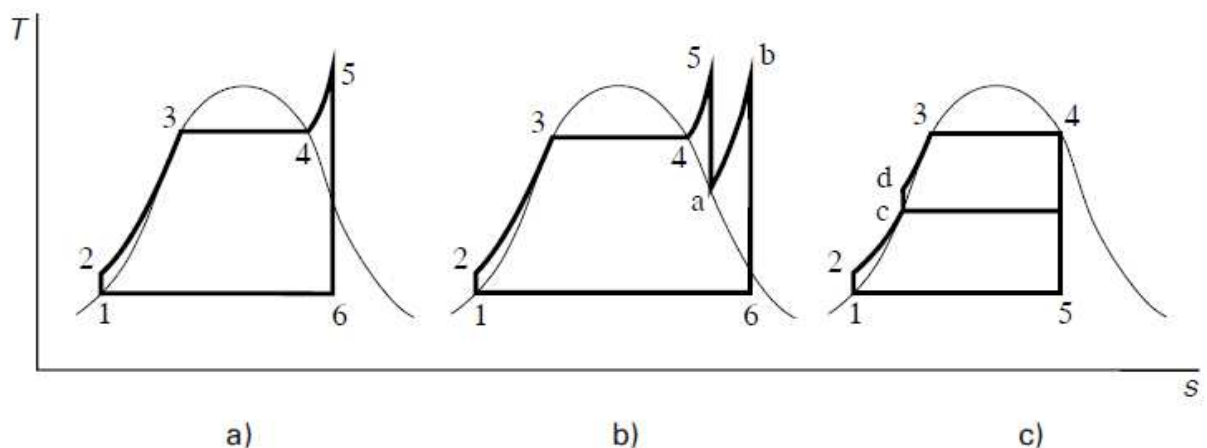


Figura 2.1: Ciclos de Rankine (a) com superaquecimento (b) com superaquecimento e reaquecimento e (c) com regeneração

Fonte: Adaptado de Korobitsyn (1998)

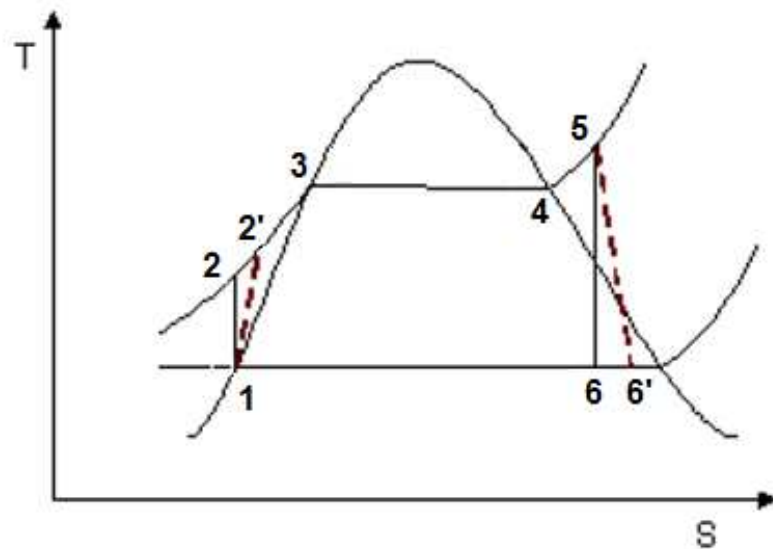


Figura 2.2: Representação do ciclos de Rankine ideal e real

Fonte: Adaptado de ÇENGEL e BOLES (2006)

O ciclo mostrado na Fig. (2.2) representado pela seqüência 1-2-3-4-5-6, representa o ciclo de Rankine ideal com superaquecimento. Para corresponder a um ciclo de Rankine real, a seqüência do diagrama que melhor representa é dada pelos estados 1-2'-3-4-5-6', onde os rendimentos isentrópicos dos equipamentos envolvidos como bombas e turbinas passam a ser considerados.

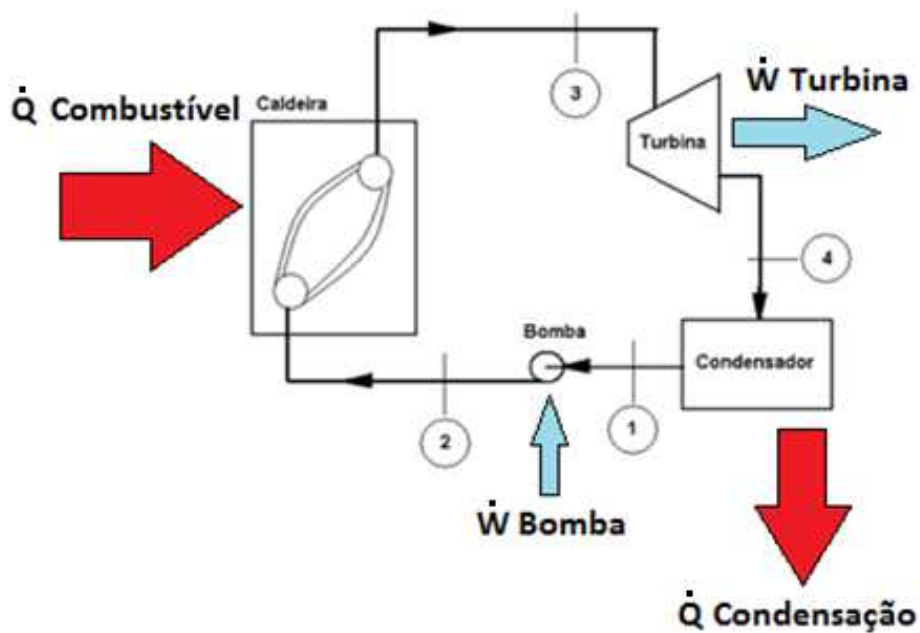


Figura 2.3: Representação do ciclo de Rankine

Fonte: Adaptado de ÇENGEL e BOLES (2006)

Os processos que caracterizam um ciclo de potência ideal, como mostrado na Fig. (2.3) são:

- Processo 1-2: Compressão (isentrópica na bomba)
- Processo 2-3: Vaporização (adição de calor em uma caldeira, a pressão constante)
- Processo 3-4: Expansão (isentrópica na turbina)
- Processo 4-1: Condensação (rejeição de calor no condensador/trocador, a pressão constante).

O processo 2-3 ocorre em uma caldeira, onde água é vaporizada mediante o fornecimento de calor. Durante a combustão, uma parcela da energia térmica é perdida com os gases de exaustão para a atmosfera. Esta energia pode ser recuperada para aquecimento de água, ou para processos de resfriamento, através de um sistema de refrigeração por absorção. De qualquer maneira, a recuperação de calor ocorre por meio de trocadores de calor.

2.2 Recuperação de Calor

Segundo a IEA (*International Energy Agency*) (2010), estima-se que entre 20 a 50% da energia fornecida para os processos industriais é perdida na forma de gases quentes de exaustão, arrefecimento à água e calor perdido a partir de superfícies de equipamentos, produtos aquecidos, etc. Inúmeras combinações de tecnologias estão disponíveis comercialmente para esta recuperação de calor. Muitas instalações industriais têm melhorado sua produtividade com o uso dessas tecnologias.

Para melhor identificar as oportunidades potenciais de eficiência energética, é essencial compreender a importância relativa dos sistemas de energia entre os diferentes setores industriais por meio da recuperação de calor.

Segundo Roos (2013) uma investigação de oportunidades de recuperação de calor deve primeiro considerar formas de reduzir a quantidade de calor que é perdido, através da melhoria da eficiência do processo.

A IEA (2010) compara o uso e as perdas de energia de diversos setores industriais dos EUA, conforme mostrado na Fig. (2.4).

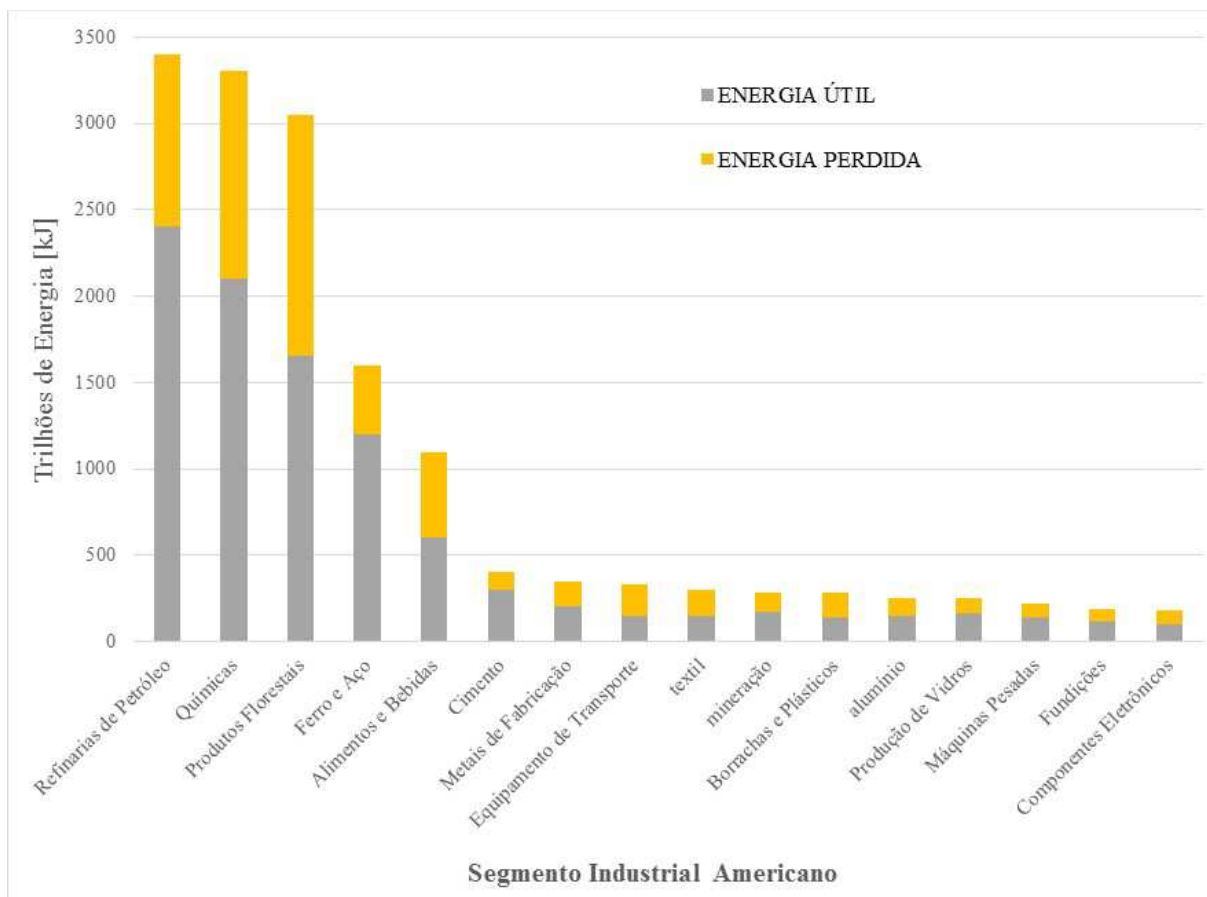


Figura 2.4: Comparação energia útil e energia perdida em diversos setores dos EUA

Fonte: Adaptado de IEA (2010)

Pela Fig. (2.4) pode ser observado que os cinco setores industriais responsáveis por mais de 80% das perdas de energia nos EUA são: refino de petróleo, produtos químicos, produtos florestais, ferro e aço, e de alimentos e bebidas.

As perdas de energia nestes cinco setores representam aproximadamente 15% da energia consumida pelas indústrias americanas, tornando-se assim os principais alvos de recuperação de calor.

A otimização do uso de energia a partir da recuperação de calor representa a maior oportunidade para a redução do uso de energia em muitos setores. Na indústria de alimentos e bebidas, energia térmica é desperdiçada em diversas fases do processo. Uma parcela significativa de energia é desperdiçada através dos gases de exaustão, perdas de calor por meio de resfriamento de máquinas e equipamentos, secadores e outros processos-chave.

Segundo Roos (2013) as tecnologias de recuperação de calor são classificadas como passivas ou ativas. Recuperação de calor passiva faz uso de trocadores de calor de vários tipos para a transferência de calor a partir de uma fonte de temperatura mais elevada para uma de

temperatura mais baixa, e não necessita de aporte de energia mecânica ou elétrica significativa para o seu funcionamento. A tecnologia de recuperação de calor ativa, por outro lado, requer a utilização de energia elétrica para incrementar a quantidade de calor nos processos. Essas tecnologias incluem bombas de calor industriais e sistemas de cogeração.

Segundo relatório da IETS (*Industrial Energy-related Technologies and Systems*) (2010) existe interesse internacional na recuperação de calor industrial e algumas dessas atividades foram trabalhadas em uma oficina em Lausanne, na Suíça, em 2010. Alguns países apresentaram seus segmentos de maior oportunidade de recuperação de calor e os projetos em que estão trabalhando. Em Portugal, as atividades estão voltadas para o segmento em papel/celulose, petroquímica e indústrias de alimentos. Na Suíça, as atividades de recuperação de calor estão voltadas para temperaturas abaixo de 120 °C através do desenvolvimento de trocadores de calor de plástico de baixo custo; acionamento direto; mancais magnéticos e unidades herméticas (sem retentores). Em Luxemburgo, há projetos na indústria de vidro, projetos com foco no uso do calor excedente para o tratamento de águas residuais, secagem de lodo utilizando calor em cogeração, projetos em grandes hospitais através da combinação de calor, eletricidade e refrigeração. Na Holanda, há projetos de pesquisa que visam recuperar o calor de processos integrados a projetos de aquecimento. Na Suécia, há aplicação de bombas de calor em indústrias de papel e celulose e em projetos de recuperação do calor excedente para aplicações de aquecimento urbano. Na Dinamarca, há o desenvolvimento de projetos de aquecimento urbano. Nos Estados Unidos, há os projetos de cogeração, projetos de aquecimento urbano, bombeamento de calor industrial e aplicações de refrigeração por absorção.

De acordo com Roos (2013), sistemas ORC (Ciclo Orgânico de Rankine) o qual se baseia na expansão de um fluido orgânico para a movimentação da turbina a uma temperatura mais baixa, podem ser comparados com os sistemas de turbinas de vapor convencionais, onde a principal diferença está no fluido de trabalho. As temperaturas de funcionamento de ORC variam de acordo com o projeto dos fabricantes, mas normalmente ficam entre 150 e 400 °C. Pelo menos três fabricantes: *Infinity*, *Pratt & Whitney* e *ElectraTherm*, constroem sistemas ORC que podem operar com temperaturas residuais inferior a 93 °C. Normalmente, os custos de instalação variam de US\$ 2.000 a US\$ 4.000 por kW e podem ser tão baixos quanto cerca de US\$ 1.300 por kW para as unidades que produzem HVAC (*Heating, Ventilating and Air Conditionig*) que estão aparecendo agora no mercado. Os Ciclos Orgânicos de Rankine (ORC) têm sido usados em aplicações geotérmicas para usinas de vapor por mais de 40 anos.

Sistemas de recuperação de calor de resíduos industriais que utilizam turbinas ORC em fornos de cimento e estações de compressão estão em funcionamento desde 1999.

O ciclo de Kalina tem seu funcionamento semelhante ao ORC, onde a principal diferença está no fluido de trabalho utilizado na recuperação de calor na fonte quente. O ciclo de Kalina utiliza uma solução binária de amônia/água, assim como os sistemas de refrigeração por absorção, e o ORC utiliza um fluido orgânico. Nos dois sistemas o fluido é expandido em uma turbina acoplada a um gerador, produzindo assim energia elétrica. A tecnologia do ciclo de Kalina, distribuído pela *Raser Technologies* nos EUA, é aplicada na faixa de temperatura de 121 a 538 °C, em comparação com o ORC, é de 20 a 40% mais eficiente que qualquer ORC ou uma turbina a vapor para fontes de temperatura inferiores a 538 °C. Os custos de instalação normalmente variam de US\$ 2.000 a US\$ 3.000 por kW. Como o ORC, o ciclo Kalina tem sido usado em usinas geotérmicas e em plantas de turbinas a gás. Sistemas com ciclo Kalina usando calor proveniente de resíduos industriais como fonte de energia, têm operado sem problemas desde 1999 em uma fábrica de aço e desde 2005, em uma fábrica de hidrocarbonetos (Roos, 2013).

2.3 Cogeração

A cogeração (produção de trabalho e calor) também chamada de CHP (do inglês *Combined Heat and Power*) já é amplamente aplicada em diversos processos, cuja concepção tem princípio nos ciclos de potência. A cogeração é definida como o processo de transformação de energia térmica de um combustível em mais de uma forma de energia útil. As formas de energias úteis mais frequentes são a energia mecânica e a térmica.

Os sistemas de cogeração são divididos basicamente em dois grupos quanto à sequência de geração e utilização de calor. Os sistemas de cogeração podem ser de dois tipos:

a) geração elétrica a montante (“*topping*”), quando a produção de eletricidade antecede o fornecimento de calor útil;

b) geração elétrica a jusante (“*bottoming*”), quando a geração elétrica está situada após a demanda térmica. A terminologia em inglês é de uso corrente nestes casos.

Nos sistemas do tipo *Topping Cycle*, o combustível é utilizado primeiramente para a geração de energia elétrica através de turbinas ou motores a gás e o calor rejeitado é então recuperado em uma caldeira para utilização em processos de aquecimento, conforme ilustrado na Fig. (2.5).

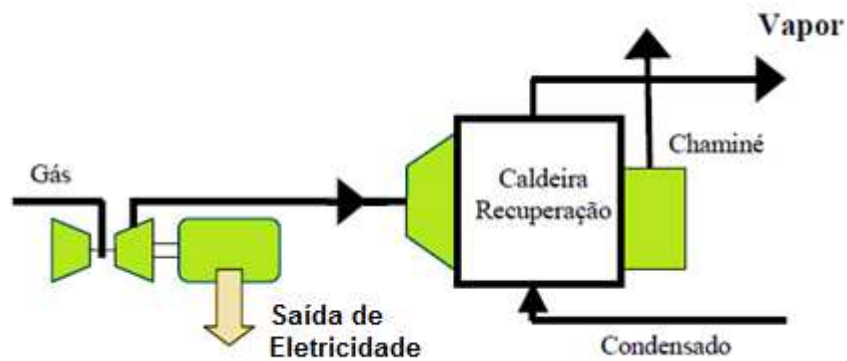


Figura 2.5: Esquema do sistema de cogeração do tipo “*topping cycle*”

Fonte: Adaptado de COGEN (2010)

Nos sistemas do tipo *Bottoming Cycle*, a energia do combustível é utilizada, primeiramente, na geração de vapor na caldeira e depois direcionada a uma turbina para a produção de energia elétrica. Após passar pela turbina, o vapor é utilizado para os processos de aquecimento, conforme ilustrado na Fig. (2.6).

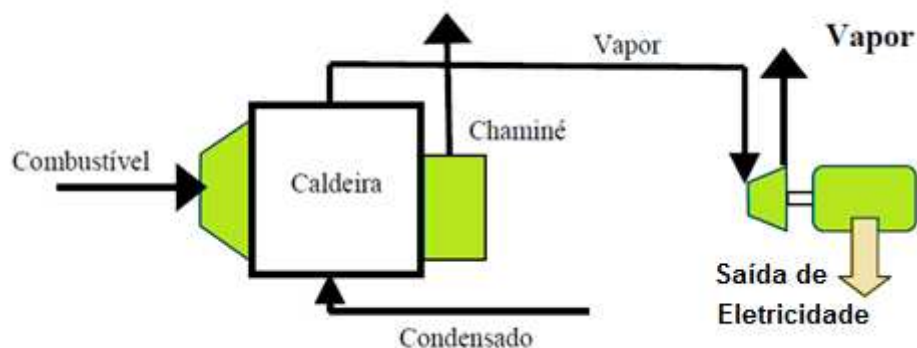


Figura 2.6: Esquema do sistema de cogeração do tipo “*bottoming cycle*”.

Fonte: Adaptado de COGEN (2010)

Segundo EDUCOGEN (2001), a produção separada de energia elétrica e calor através da queima de um combustível possui, respectivamente, rendimentos de 36 e 80%, atingindo uma eficiência global de 58%. Para os sistemas de cogeração, com a produção de calor e eletricidade combinada em um equipamento abastecido pela mesma fonte, a eficiência global chega a 85%.

COGEN (2010) apresenta os empreendimentos que utilizam cogeração no Brasil, por ramo de atividade, conforme ilustração da Fig. (2.7).

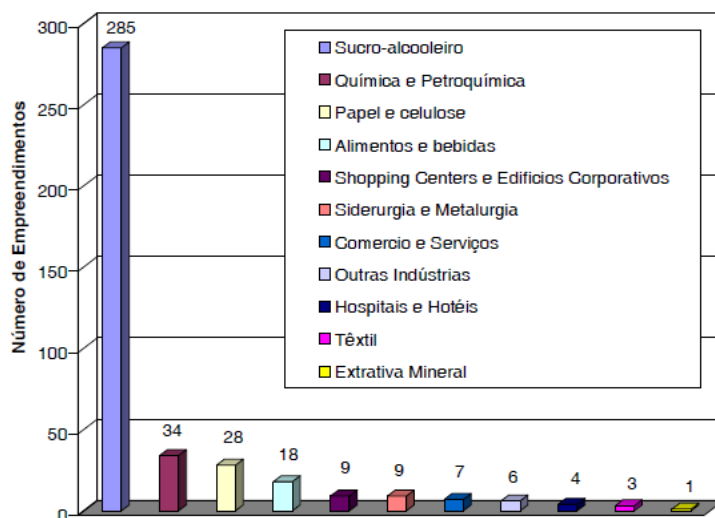


Figura 2.7: Empreendimentos que utilizam cogeração por ramo de atividade

Fonte: Adaptado de COGEN (2010)

De acordo com IEA (2010), diversos países utilizam a cogeração como tentativa de redução de emissão de gases para a atmosfera e também como um modo de reduzir custos na produção de energia.

Percebe-se no gráfico da Fig. (2.7) a variedade de atividades onde a cogeração é aplicável desde atividades de extrativa mineral a sucro-alcooleira. Esse grande mercado demonstra o seu vasto potencial. A tendência da cogeração em pequena escala deve-se em boa parte ao uso de micro turbinas, motores de combustão interna, entre outros, que proporcionaram o dimensionamento de sistemas de conversão de energia de forma compacta, mas que no Brasil ainda é pouco difundido.

A COGEN (2010) propõe uma classificação dos empreendimentos de cogeração no Brasil, de acordo com o combustível utilizado, como mostra a Fig. (2.8). Pode-se observar na Fig. (2.8) que os empreendimentos com combustível de biomassa de cana, são os que mais utilizam sistemas de cogeração no Brasil com 670 unidades, seguidos dos empreendimentos com gás natural com 106 unidades e os que utilizam óleo combustíveis são 23 unidades. Logo, percebe-se um bom potencial de recuperação de calor nos empreendimentos de cogeração no Brasil.

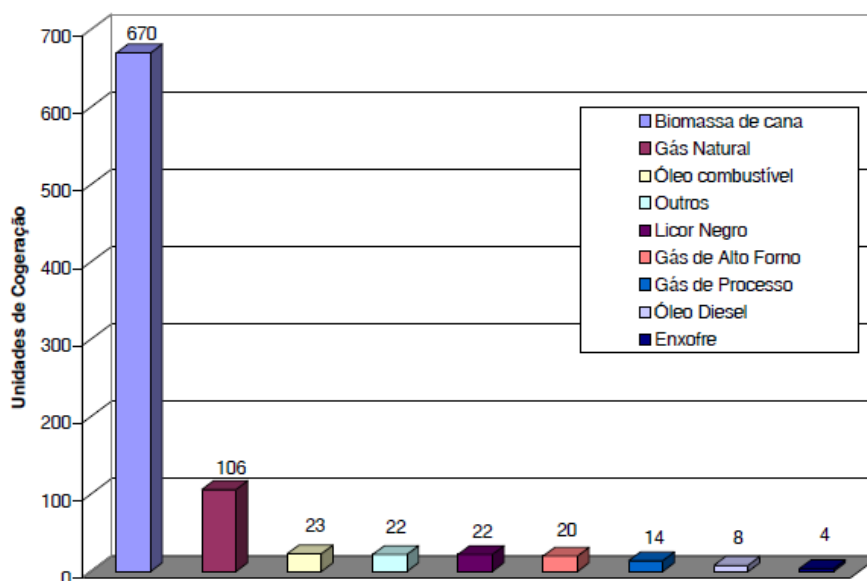


Figura 2.8: Unidades de cogeração existentes no Brasil por tipo de combustível utilizado

Fonte: Adaptado de COGEN (2010)

Segundo Havelský (1999), a eficiência energética do sistema de cogeração é melhor expressa pela comparação dos valores de PER (*Primary Energy Rate*). A taxa de energia primária do sistema de cogeração é comparada com o PER de sistemas com geração separada das utilidades. O autor afirma que é possível economizar mais de 40% quando, além de combinar a produção de calor e eletricidade, também forem utilizados sistemas de refrigeração por absorção para atender as demandas de refrigeração, ao invés de usar sistemas de refrigeração por compressão.

Segundo Goodell (2007), a cogeração é também parte de um grupo de energia limpa, altamente confiável, conhecida como tecnologias de energia distribuída. Reduzem a quantidade de energia perdida na rede de transmissão, através do uso de pequenas usinas localizadas no local de consumo, como hotéis, hospitais, universidades, bases militares, etc, eliminando também a necessidade de construção de linhas de transmissão para longas distâncias entre a geração e o consumo.

Em indústrias alimentícias que possuem cogeração, o tipo de sistema utilizado na turbina a vapor é o de contrapressão, idêntico ao esquema representado na Fig. (2.9), onde o vapor de alta pressão (em torno de 4 MPa) se expande e sai com pressão de 0,7 MPa, para atender a demanda de aquecimento do processo produtivo da indústria, diferente do sistema de produção de energia de uma termoelétrica, em que a pressão na saída da turbina deve ser inferior à pressão atmosférica. O fato de empresas produzirem parte da energia elétrica que

será consumida é importante, pois possibilita certa autonomia, evitando parada total de produção por problemas no fornecimento de energia elétrica pela concessionária.

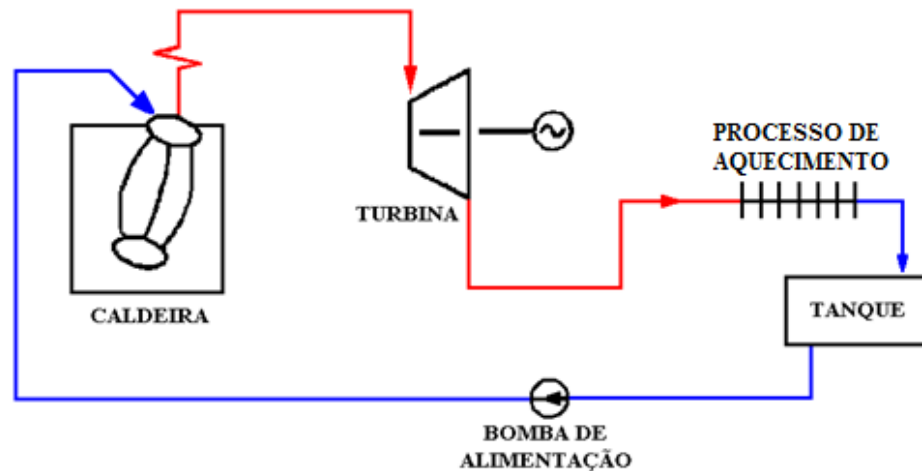


Figura 2.9: Esquema de cogeração com turbina a vapor em contra-pressão

Fonte: Adaptado de COGEN (2010)

2.4 Trigeração

O termo trigeração está relacionado com a produção simultânea de potência, vapor e água gelada. Portanto, além de produzir energia elétrica e calor (como na cogeração), a trigeração também produz água gelada para sistemas de ar condicionado e outros processos industriais. Os sistemas de trigeração produzem essas três formas de energia a partir de uma fonte primária que pode ser o gás natural, petróleo, madeira, biomassa, entre outros.

A trigeração, também denominada de CHCP, oriunda do inglês *Combined Heating, Cooling and Power*, permite uma maior flexibilidade operacional das instalações, relevantes onde há necessidade de ar condicionado e processos de refrigeração.

Segundo Temier e Bilge (2004), estes sistemas, embora apresentem custo de investimento mais elevado, são de operação mais econômica quando comparados com sistemas onde potência, vapor e água gelada são obtidos individualmente.

A Fig. (2.10) mostra a distribuição de energia em um sistema de trigeração. Pode-se observar na Fig. (2.10) que a parcela de calor (55%) pode ser utilizada para atender as demandas de aquecimento mas que através de sistemas de refrigeração por absorção, também é possível dividir esta parcela para atender as demandas de refrigeração.

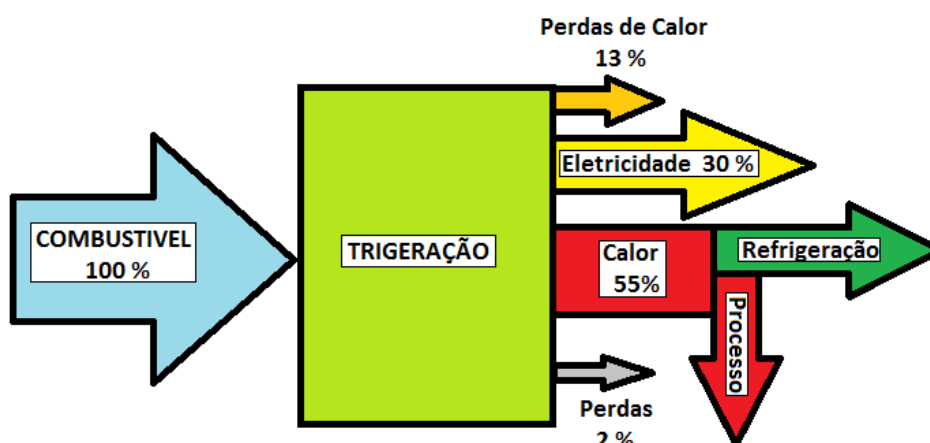


Figura 2.10: Ilustração do aproveitamento de energia na trigeriação

Arteconi, Brandoni e Polonara (2009) conduziram, na Itália, um estudo de viabilidade econômica da trigeriação em um supermercado com área de 10.000 m² funcionando 310 dias por ano. Os estudos foram realizados com base nas tarifas impostas pelas concessionárias italianas, resultando em um tempo de retorno do investimento menor do que cinco anos.

Segundo Goodell (2007), desde a década de 1930 cerca de dois terços de todo o combustível utilizado para gerar eletricidade nos EUA geralmente é desperdiçado por usinas centrais de energia na forma de energia térmica não utilizada no processo de geração de energia elétrica, sendo descarregados no ar ou na água. Embora tenham ocorrido ganhos de eficiência energética em outros setores da economia desde a crise do petróleo na década de 1970, a eficiência média da geração de energia dentro dos EUA manteve-se em torno de 27 a 35% por quase 70 anos.

Parise et al. (2011) desenvolveram um modelo de trigeriação para biocombustível utilizando um ciclo de compressão a vapor para a produção da refrigeração. É feita a comparação dos resultados, obtidos pelo modelo proposto, com a literatura, onde são utilizados os dados de um complexo comercial localizado em Hong Kong, na China, e é feita a análise energética e de emissão de CO₂, sendo observada uma economia no consumo de combustível de até 50% e uma redução de emissão de CO₂ de até 95%.

O aumento da eficiência global do sistema de energia se dá através da trigeriação, que diminui a quantidade de combustível fóssil consumida por unidade de energia utilizada. Isso leva à redução significativa de emissões atmosféricas de 40 a 70%, ou até mais, em comparação com usinas térmicas convencionais (Goodell, 2007).

Sugiarta et al. (2009) apresentaram, no Reino Unido, uma avaliação econômica, de impacto ambiental e de eficiência energética da trigeriação para atender um supermercado com

área de 2.800 m². O sistema de refrigeração utilizado foi um CRA (ciclo de refrigeração por absorção) de simples efeito, onde o *COP* foi de 0,5 e o tempo de retorno do investimento foi de 5,7 anos. Já para o CRA de duplo efeito, o *COP* foi de 1,0 e o tempo de retorno do investimento foi de 3,8 anos.

Segundo Havelský (1999), sistemas combinados de calor e produção de energia, em termos de utilização de recursos energéticos primários, são altamente eficientes. Quando o sistema de cogeração é comparado com o sistema de geração de energia e calor separados, o *COP* não é uma boa medida de eficiência energética. O valor decisivo para a avaliação da eficiência energética de tais ciclos de energia é a taxa de energia primária chamada de PER. Isso dá a quantidade de energia primária que é utilizada a fim de fornecer a energia necessária para uma dada demanda. O PER é a razão de consumo de energia primária pela energia de saída necessária e, conseqüentemente, o sistema que possuir o menor valor de PER, é considerado o melhor, no que diz respeito ao consumo de energia.

2.5 Refrigeração por Absorção

Os sistemas de refrigeração por absorção ganharam grande importância nos últimos anos em diversos países devido às questões energéticas e ambientais. Por ser um sistema que necessita de calor como insumo energético, onde esse calor quase sempre é o rejeito térmico de sistemas de conversão termomecânica, os mesmos contribuem para maximizar a eficiência global de qualquer sistema de trigerção. Além disso, as substâncias utilizadas pelos sistemas de absorção não degradam a camada de ozônio e nem contribuem para o aquecimento global.

Segundo Kandlikar (1982), a refrigeração por absorção é, em princípio, um método atraente para a utilização de energia térmica diretamente para fins de resfriamento. A principal vantagem do sistema de absorção de vapor sobre o sistema de compressão de vapor é que o primeiro exige principalmente a energia térmica a temperaturas moderadas, enquanto que, no segundo caso, a absorção de energia é o trabalho de eixo, que é uma energia de alta qualidade.

Na sua concepção mais simples, o ciclo de absorção consiste de um evaporador, um condensador, um absorvedor, um gerador e uma bomba de solução. O estágio correspondente à compressão do vapor de refrigerante é realizado pelo absorvedor, pela bomba de solução e pelo gerador, em combinação, ao invés do compressor mecânico de vapor. Portanto, o trabalho requerido para o aumento de pressão do fluido pela bomba é muito menor que o trabalho requerido por um compressor, uma vez que o volume específico do fluido na fase

líquida é bem menor que o volume específico do fluido na fase de vapor. A Fig. (2.11) mostra o esquema de um sistema de refrigeração por absorção de simples estágio de amônia-água.

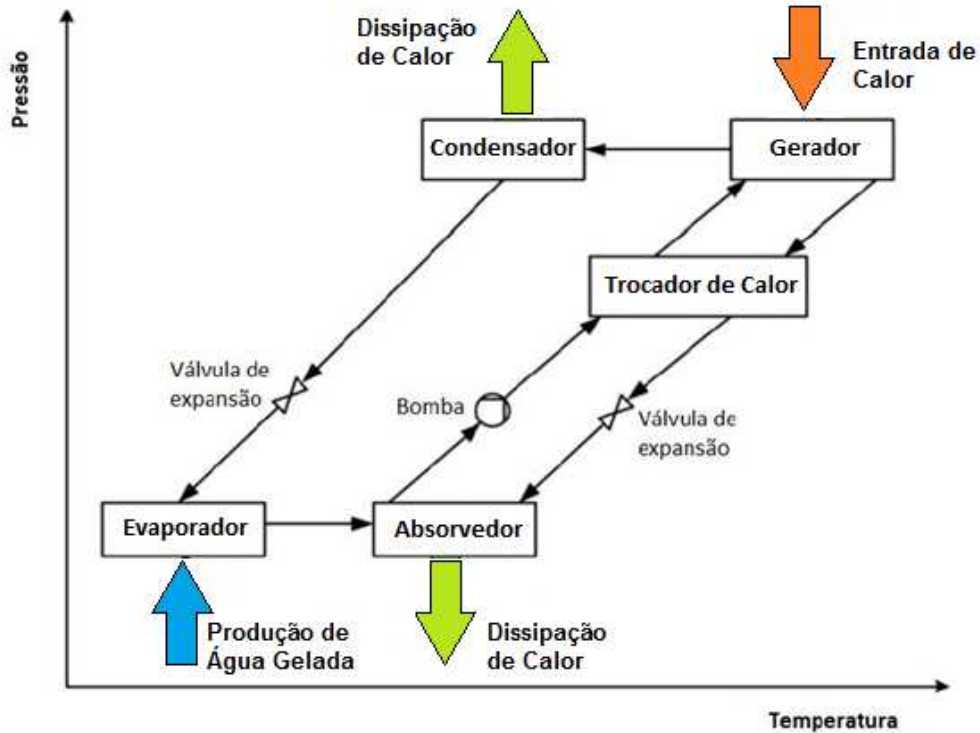


Figura 2.11: Ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito

O sistema de refrigeração por absorção é ativado por uma fonte de calor, representada na Fig. (2.11) pela entrada de calor no gerador. Neste sistema o fluido refrigerante (amônia) absorve o calor a uma baixa temperatura e pressão durante sua evaporação no evaporador. O vapor de amônia que sai do evaporador a baixa pressão e temperatura, é absorvido por uma solução concentrada de água no absorvedor. Esta solução diluída de amônia-água, por meio de uma bomba, é transportada até o gerador, onde é aquecida e a substância mais volátil da mistura é evaporada a alta pressão e temperatura. O vapor de fluido refrigerante (amônia) agora superaquecido vai para o condensador, onde ao ceder calor à água do condensador, transforma-se em fluido refrigerante líquido. Esta amônia na fase líquida passa por uma válvula de expansão, onde é expandida até a temperatura de evaporação do sistema. O fluido refrigerante agora na condição de líquido mais vapor, com um determinado título, é encaminhado ao evaporador, onde é totalmente vaporizado ao absorver o calor fornecido pela circulação da água gelada, o qual tem com isso sua temperatura reduzida, completando assim o ciclo de refrigeração.

A solução concentrada de água que não vaporizou no gerador, retorna ao absorvedor por diferença de pressão, para promover posteriormente a absorção do vapor de amônia vindo do evaporador. Para manter a diferença de pressão entre o gerador e o absorvedor é utilizado um dispositivo de expansão no retorno da solução ao absorvedor, conforme ilustrado na Fig. (2.11).

Para melhorar a eficiência do ciclo de simples efeito, é instalado um trocador de calor entre o absorvedor e o gerador, para aproveitar a transferência de calor entre a solução concentrada de água e a solução diluída. Um segundo trocador também é normalmente instalado entre a saída do condensador e a entrada do dispositivo de expansão, para intensificar o subresfriamento do fluido líquido, através da transferência de calor entre o vapor de amônia que retorna do evaporador e a amônia líquida antes do dispositivo de expansão.

Na década de 1950, um sistema utilizando o brometo de lítio e a água como fluido de trabalho foi criado para aplicações industriais. Poucos anos depois, um sistema de absorção de duplo efeito foi criado e começou a ser utilizado como um padrão industrial para sistemas de refrigeração com alto desempenho (Srikhirin et al., 2001).

Os fluidos de trabalho mais encontrados em *chillers* de absorção são as misturas binárias de água-brometo de lítio ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$) e amônia-água ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) e são atualmente os que apresentam a melhor combinação das propriedades para diversas aplicações típicas (ASHRAE, 2009). Nos equipamentos em que é utilizada a solução $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, a água é o refrigerante e o brometo de lítio o absorvente, ao contrário do ciclo de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ no qual a amônia é o refrigerante e a água o absorvente.

Por apresentar um absorvente volátil (água), os sistemas que trabalham com $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ necessitam de uma coluna de retificação, pois o vapor de amônia produzido no gerador terá alguma quantidade de água, que pode ser prejudicial para o desempenho do sistema. Para evitar esta perda de desempenho é utilizada uma coluna de retificação no gerador, a qual possibilita obter uma melhor pureza do vapor de amônia que entra no condensador. O número de efeitos indica a quantidade de vezes em que o calor da fonte quente é aproveitado.

2.5.1 Tipo de Acionamento

Quanto ao tipo de acionamento, os sistemas de refrigeração por absorção de vapor podem ser classificados como: de queima direta ou de queima indireta.

Os sistemas de refrigeração por absorção de queima indireta utilizam vapor, água quente ou gases de exaustão como fonte de calor para acionamento do *chiller*. Os sistemas de absorção que utilizam a energia térmica proveniente da queima de combustíveis no próprio equipamento são denominados de queima direta. Nestes, o gerador é constituído de uma caldeira (forno) para a queima do combustível responsável pela elevação da temperatura da solução. A Fig. (2.12) mostra um *chiller* de queima direta de amônia-água e a Fig. (2.13) ilustra um *chiller* de queima indireta de água-brometo de Lítio.

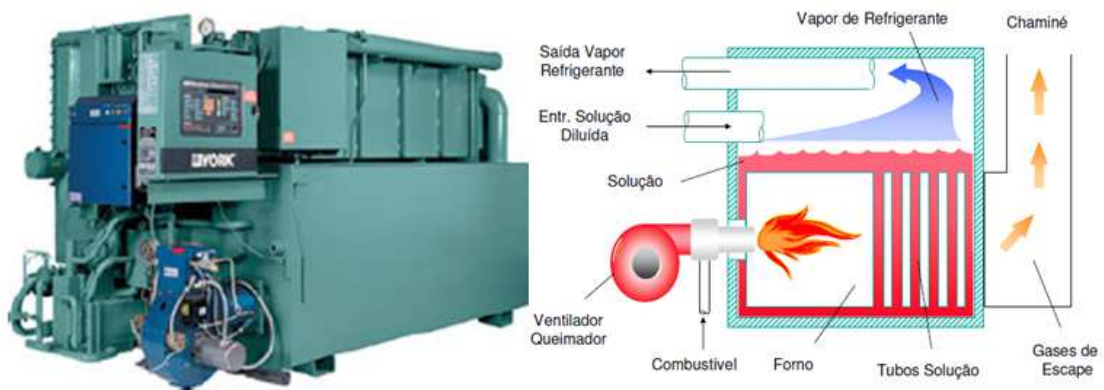


Figura 2.12: *Chiller* de absorção de queima direta de amônia-água

Fonte: YORK - Johnson Controls.

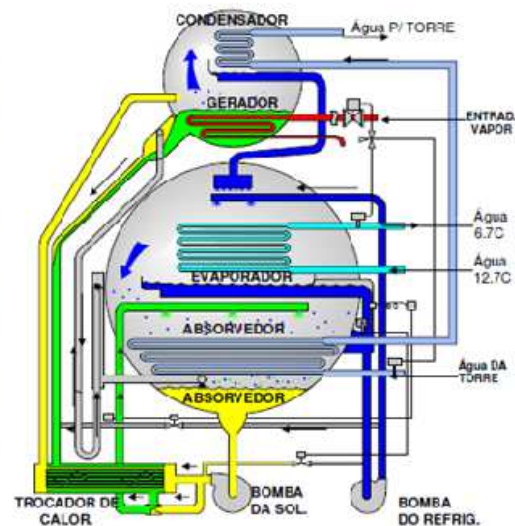


Figura 2.13: *Chiller* de absorção de queima indireta de água-brometo de lítio

Fonte: YORK - Johnson Controls.

A energia térmica presente no vapor ou na água quente utilizada como fonte de calor em sistemas de refrigeração por absorção de queima indireta pode ser proveniente, por

exemplo, dos gases de exaustão de um motor de combustão interna, microturbina a gás, de um gerador de vapor, como também da energia térmica gerada por aquecedores solares.

Gómez et al. (2008) realizaram uma análise teórica e experimental de um sistema de refrigeração por absorção de queima direta, com solução de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ e capacidade térmica de 10,6 kW. Foi desenvolvido um modelo computacional para simular este sistema e o mesmo foi comparado com os resultados experimentais, que apresentaram uma recuperação de calor interna de aproximadamente 55% do total do calor demandado no gerador.

A cogeração abre possibilidades para aplicação de tecnologias de conversão de energia combinadas com *chillers* de absorção para obtenção de uma melhor eficiência. O único requisito para esta integração é que a temperatura da fonte de calor disponível de um sistema deve ser compatível com o nível de temperatura necessário do sistema de absorção.

Segundo Bassols et al. (2002), a planta de refrigeração por absorção transforma energia térmica de baixo valor em refrigeração a baixa temperatura, que tem um valor econômico muito maior, aumentando assim a eficiência de toda a planta. As plantas de trigerção, bem como as centrais de cogeração são economicamente rentáveis em situação de baixa disponibilidade de energia elétrica da rede.

Passado mais de um século, os sistemas de refrigeração por absorção continuam sendo uma boa saída para a área da refrigeração. Têm surgido diversos estudos na área da refrigeração por absorção, os quais têm procurado encontrar novas soluções que melhorem o coeficiente de performance do ciclo, através do estudo de todos os parâmetros que influenciam no desempenho do sistema. Fatores tais como as temperaturas de operação e as concentrações do fluido refrigerante são variáveis importantes que influenciam diretamente no desempenho do ciclo.

2.5.2 Propriedades do Sistema

As propriedades de um sistema são as características observáveis e que podem ser medidas. Para se definir a fase de uma substância do sistema de forma correta, é necessário especificar o número de propriedades independentes.

A Primeira Lei da Termodinâmica, também conhecida como princípio de conservação de energia, oferece uma base sólida para o estudo das relações entre as diversas formas de energia e interações de energia (Çengel e Boles 2006).

Em um balanço energético a diferença da quantidade de energia que entra e sai do sistema é igual à quantidade de energia armazenada. Através da Eq. (2.1) é expresso o balanço.

$$E_e - E_s = E_{arm} \quad (2.1)$$

onde E_e é a energia que entra no sistema, E_s é a energia que sai do sistema e E_{arm} é a energia armazenada.

O balanço de energia ainda pode ser expresso na forma de taxa. Na Eq. (2.2) o balanço de energia é representado como:

$$\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sai} = \frac{dE}{dt} \quad (2.2)$$

onde \dot{E} é a taxa de transferência de energia e dE/dt é a variação da energia no tempo.

Durante um processo em regime permanente, o conteúdo de energia total de um volume de controle permanece constante e, portanto, a variação na energia total do volume de controle é zero. Assim, a quantidade de energia que entra em um volume de controle sob todas as formas (calor, trabalho e fluxo de massa) deve ser igual à quantidade de energia que deixa o volume de controle. Considerando um sistema em regime permanente, tem-se:

$$\frac{dE}{dt} = 0 \quad (2.3)$$

Logo, o balanço de energia na forma de taxa é expresso pela Eq. (2.4), onde a taxa de energia de entrada é igual à de saída.

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sai} \quad (2.4)$$

Para o caso geral de um sistema aberto, com múltiplos fluxos de entrada e saída, e considerando as propriedades termodinâmicas constantes, o balanço de energia é dado pela Eq. (2.5) que abrange a energia em suas diferentes formas, dada por:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{sai} \left[(h) + \left(\frac{V^2}{2} \right) + (gZ) \right]_{sai} - \sum \dot{m}_{ent} \left[(h) + \left(\frac{V^2}{2} \right) + (gZ) \right]_{ent} \quad (2.5)$$

onde \dot{Q} é a taxa de transferência de calor, \dot{W} é a potência, \dot{m} é a taxa de massa, h é a entalpia, V é a velocidade de escoamento, g é a aceleração da gravidade e Z é a altura.

Desprezando as variações de energia cinética e potencial, e considerando a taxa de massa de entrada a mesma de saída, a Eq. (2.5) pode ser reduzida e expressa pela Eq. (2.6), dada por:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_{sai} - h_{ent}) \quad (2.6)$$

Os componentes de um sistema de refrigeração por absorção são analisados separadamente como sistemas abertos. O envoltório de cada componente é chamado de volume de controle. Tanto massa quanto energia podem cruzar a fronteira do volume de controle. A Fig. (2.14) ilustra o esquema de um volume de controle e as propriedades envolvidas em um sistema.

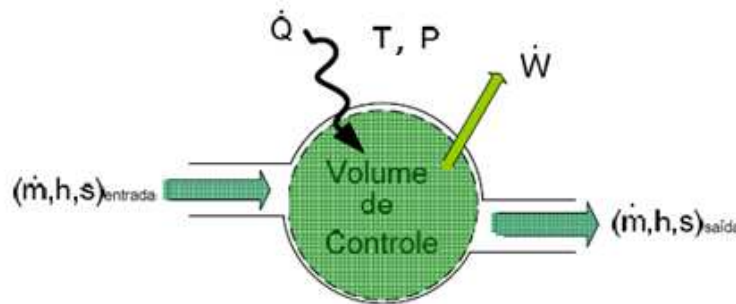


Figura 2.14: Esquema de um volume de controle

Fonte: Adaptado de Herold, Radermacher e Klein (1996)

2.5.3 Propriedades Termodinâmicas para Mistura de Fluidos

Para entender o fenômeno de absorção é importante verificar o que ocorre quando se misturam dois fluidos. De um modo geral, as características de uma mistura de fluidos podem ser analisadas através de simples balanços de energia e massa em cada componente ou volume de controle. As equações gerais dos balanços para um volume de controle são apresentadas (Herold, Radermacher e Klein, 1996). O balanço de massa de uma mistura é dado pela Eq. (2.7):

$$\sum_{ent} (\dot{m}x) - \sum_{sai} (\dot{m}x) = 0 \quad (2.7)$$

onde x é fração mássica.

A fração mássica de uma mistura binária, x , é dada pela Eq. (2.8):

$$x = \frac{m_a}{m_a + m_b} \quad (2.8)$$

onde m_a é a massa do componente “a” e m_b é a massa do componente “b” da mistura.

O balanço de energia é expresso pela Eq. (2.9) em relação a Eq. (2.6), em que se tem mais de uma entrada e saída. E quando $\dot{Q} = 0$ e $\dot{W} = 0$, tem-se:

$$\sum (\dot{m}h)_{ent} - \sum (\dot{m}h)_{sai} = 0 \quad (2.9)$$

Uma mistura de fluidos, em comparação com um fluido puro, possui uma característica termodinâmica adicional que é a fração mássica. Numa mistura, quando as fases líquida e de vapor coexistem em equilíbrio, verifica-se que a temperatura de saturação da mistura varia em função da fração mássica, para uma pressão constante.

A Fig. (2.15) ilustra um o ciclo de refrigeração por absorção amônia/água de simples efeito, plotado sobre o diagrama de pressão-temperatura da solução de amônia e água, onde “AB” é o absorvedor, “B” é a bomba, “VE” é a válvula de expansão, “EV” é o evaporador, “GE” é o gerador, “CO” é o condensador e “SHX” é o trocador de calor da solução.

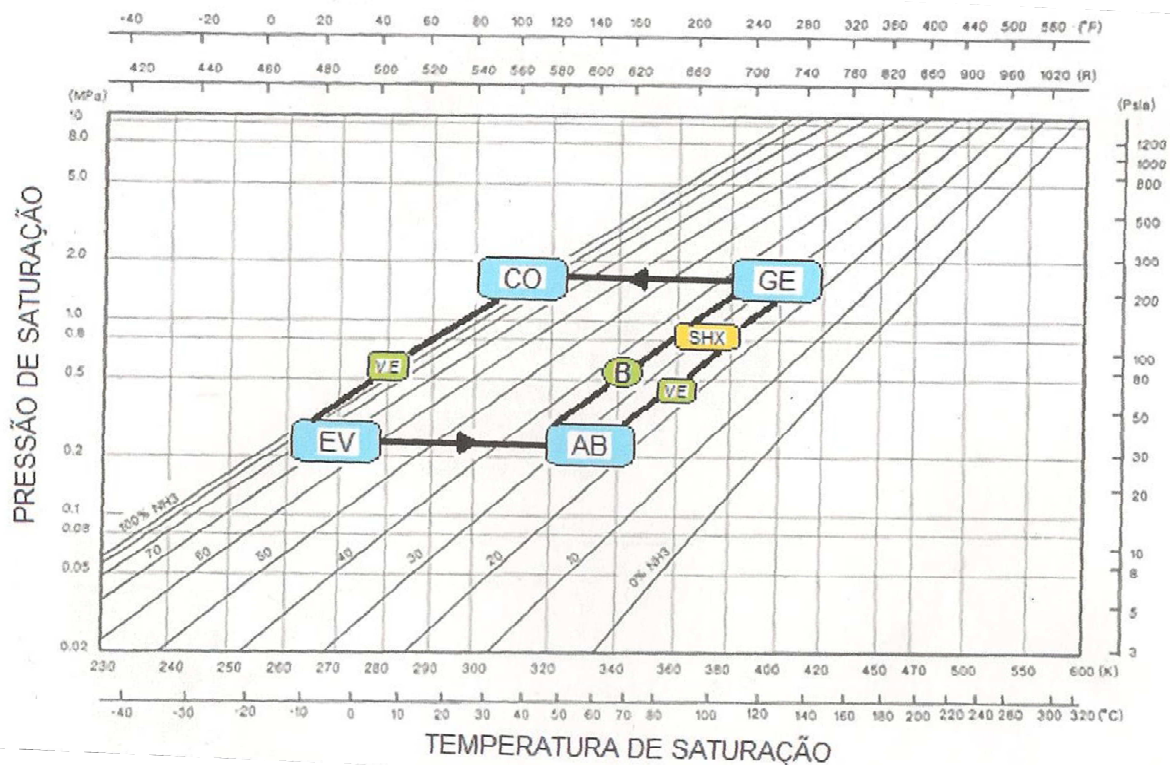


Figura 2.15: Diagrama de pressão-temperatura da solução de amônia/água, ($T_{\text{evap.}} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$)

Fonte: Adaptado de Herold, Radermacher e Klein (1996)

Na Fig. (2.15) é possível visualizar alguns parâmetros considerados no ciclo de absorção plotado, onde a temperatura de evaporação é de $-10 \text{ }^\circ\text{C}$, a temperatura de condensação é de $35 \text{ }^\circ\text{C}$, a concentração de amônia da solução binária na saída do absorvedor

é de 0,35 kg/kg, e no retorno é de 0,25 kg/kg. A temperatura necessária no gerador para esta aplicação é em torno de 130 °C.

A Fig. (2.16) ilustra um ciclo de refrigeração por absorção amônia/água de simples efeito com todos seus componentes sobre o diagrama de pressão-temperatura da solução binária de amônia/água assim como o da Fig. (2.15), porém está plotado sobre outra faixa de aplicação.

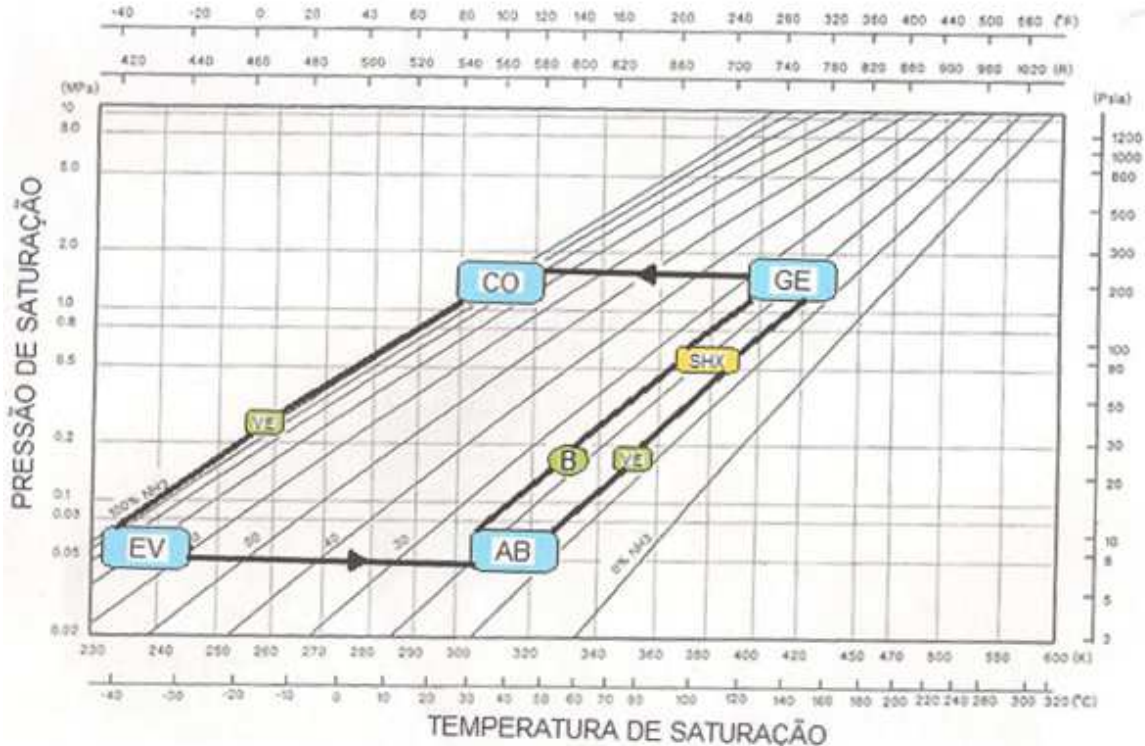


Figura 2.16: Diagrama de pressão-temperatura da solução de amônia/água, ($T_{\text{evap.}} -40\text{ °C}$)

Fonte: Adaptado de Herold, Radermacher e Klein (1996)

Na Fig. (2.16) são apresentados outros parâmetros do ciclo de refrigeração por absorção amônia-água, diferentes dos parâmetros da Fig. (2.15). Os parâmetros da Fig. (2.16) atendem sistemas de refrigeração utilizados em processos de congelamento, onde a temperatura de evaporação plotada no diagrama é referente a -40 °C, a temperatura de condensação é de 35 °C, a concentração de amônia da solução na saída do absorvedor é de 0,25 kg/kg, e no retorno para o absorvedor é de 0,15 kg/kg. A temperatura necessária no gerador para esta aplicação é em torno de 150 °C, conforme mostra Fig. (2.16)

Atualmente, o desenvolvimento de equipamentos de absorção concentra-se sobretudo nas tecnologias que usam os pares amônia-água e água-brometo de lítio, como fluidos refrigerante e absorvente, respectivamente.

Na Tab. (2.1) estão representadas as principais características referentes aos pares de fluido refrigerante e absorventes mais utilizados nos sistemas de refrigeração por absorção.

Tabela 2.1: Propriedades dos pares de fluido refrigerante/absorvente mais comuns

	Propriedades	Amônia/água	Água/Brometo de lítio
Refrigerante	Calor latente elevado	Bom	Excelente
	Pressão de vapor moderada	Muito bom	Fraco
	Baixo ponto de congelamento	Excelente	Fraco
	Baixa viscosidade	Bom	Bom
Absorvente	Baixa pressão de vapor	Fraco	Excelente
	Baixa viscosidade	Bom	Bom
Mistura	Fase sólida (não é favorável)	Excelente	Fraco
	Baixa toxicidade	Fraco	Bom
	Afinidade entre os fluidos	Bom	Bom

Fonte: Adaptado de Herold, Radermacher e Klein (1996)

A classificação apresentada na Tab. (2.1) pretende comparar qualitativamente as características dos fluidos refrigerantes mais utilizados nos sistemas de refrigeração por absorção. Esta classificação mostra a afinidade de cada fluido refrigerante com algumas características importantes pretendidas para os fluidos refrigerantes.

Segundo Herold, Radermacher e Klein (1996), o equilíbrio de fases entre o líquido e o vapor desempenha um papel fundamental na compreensão da tecnologia de absorção. Um requisito geral para o equilíbrio de fases é que os potenciais termodinâmicos devem ser iguais entre as fases. Os potenciais de interesse são térmico (temperatura), mecânico (pressão) e químico (transferência de massa). O potencial químico é responsável por promover o desequilíbrio entre duas fases e permite a transferência do componente da fase com o maior potencial para a fase de menor potencial químico. A transferência tende a igualar o potencial entre as duas fases até que, em equilíbrio, não exista qualquer transferência entre as fases. A composição das fases de equilíbrio, em geral, não é a mesma. Esta característica é um aspecto

fundamental da termodinâmica de mistura e é uma propriedade importante no projeto dos ciclos de absorção.

2.6 Parâmetros Econômicos

A prévia avaliação econômica das decisões de investimento é uma tarefa imprescindível em ambientes industriais. As decisões de investimento são importantes para as empresas porque envolvem valores significativos e geralmente têm um alcance de longo prazo e muitas vezes fazem parte do rol de estratégia das empresas.

O objetivo da análise de investimento é avaliar as alternativas de ação proposta e escolher a mais atrativa entre as existentes, utilizando métodos quantitativos. Quando a análise de investimento refere-se a uma decisão de grande impacto como, por exemplo, a instalação de um novo empreendimento ou ampliação de um já existente, seu prognóstico é decisivo para a aceitação ou rejeição da proposta.

As técnicas mais sofisticadas de análise de investimento de capital, segundo Gitman (1997), consideram o fator tempo no valor do dinheiro e envolvem os conceitos de fluxos de caixa supostamente conhecidos ao longo da vida útil do projeto.

O método *payback* é a melhor técnica não sofisticada que pode ser aplicada em análises do investimento de capital.

A seguir são descritos os principais indicadores de viabilidade e risco financeiro que são comumente utilizados em análise de projetos.

2.6.1 Valor Presente Líquido

Técnicas baseadas nos fluxos de caixa são as mais utilizadas para descrever a interação entre as despesas com capital e os benefícios obtidos anualmente com a implantação de um projeto.

Estes benefícios são obtidos através do uso do combustível de uma forma mais racional. O método consiste em atualizar até o ano zero de operação os benefícios obtidos durante a vida útil do projeto a uma taxa de desconto e, depois, esses valores são somados e descontados do capital gasto inicialmente. O valor resultante é denominado como o Valor Presente Líquido (VPL). O método VPL demonstra explicitamente o lucro real líquido que o investidor deve receber ao longo da vida útil do projeto, sendo definido pela Eq. (2.10):

$$VPL = \sum_{k=1}^n \frac{BEN}{(1+j)^k} - CTI \quad (2.10)$$

onde *BEN* é o benefício anual obtido; *j* é a taxa de desconto adotada; *n* é o período considerado ou vida útil do sistema (anos) e *CTI* é o capital total investido no início de operação.

Quando o VPL é usado para tomar decisões do tipo “aceitar” ou “recusar” um dado projeto, o critério utilizado é o seguinte: se o VPL for maior ou igual a zero deve-se aceitar o projeto, pois a empresa obterá um retorno igual ou maior que o custo de capital investido e o projeto conservará ou aumentará o seu patrimônio; caso contrário, se o VPL for menor que zero, deve-se recusar o projeto.

2.6.2 Taxa Interna de Retorno

Gitman (1997) comenta que provavelmente a técnica de análise mais utilizada para se avaliar alternativas de investimento é a Taxa Interna de Retorno (TIR). A TIR é definida como a taxa de desconto que leva ao valor atual das entradas de caixa de um sistema a se igualarem a zero. Trata-se de um critério mais objetivo, no qual a decisão para avaliar o projeto baseia-se no custo de capital, conhecido como taxa mínima de atratividade (TMA). Neste tipo de análise financeira, a inflação para o período também é considerada junto com a TMA para compor o custo do capital. Na avaliação de projetos, se a TIR for maior ou igual a TMA adotada, deve-se aceitar o projeto, caso contrário, deve-se rejeitar o projeto.

2.6.3 Comparação entre as técnicas VPL e TIR

As diferenças básicas entre as técnicas de análise adotadas, VPL e TIR, resultam em classificações conflitantes. Com base puramente teórica, o uso do VPL é melhor. Sua superioridade teórica é atribuída a inúmeros fatores. O mais importante é a suposição implícita no uso do VPL de que todas as entradas de caixa intermediárias geradas pelo investimento são reinvestidas ao custo de capital da empresa, enquanto que no uso da TIR supõe-se o reinvestimento da taxa especificada pela TIR, frequentemente irrealista.

A abordagem do VPL, do ponto de vista teórico é preferível e expressa melhor a análise dos projetos. Apesar deste fato, os administradores financeiros de grandes empresas utilizam bastante a TIR, o que é atribuível à sua preferência por taxas de retorno ao invés do retorno em dinheiro do capital investido.

Por se mencionarem frequentemente juros e medidas de lucratividade, como taxas, o uso da TIR faz mais sentido para os responsáveis pelas decisões nas empresas.

Em suma, constata-se que, embora o VPL seja teoricamente preferível, a TIR é mais popular devido ao fato de relacionar diretamente aos dados disponíveis para decisão. O melhor é quando se pode analisar os projetos pelos dois métodos, pois algumas vezes um bom projeto é rejeitado, e quando analisado de outra ótica, percebe-se que ele poderia perfeitamente ter sido aceito.

3. MODELAGEM DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Os processos de transferência de calor em sistemas térmicos por absorção são complexos na medida em que a transferência de calor ocorre simultaneamente com processos de transferência de massa e mudança de fase de uma mistura binária de fluidos.

A Fig. (3.1) mostra o esquema de um sistema de refrigeração por absorção amônia/água de simples efeito, que conta ainda com alguns elementos como: trocador de calor para a solução, retificador de amônia, os quais conferem ao sistema um melhor desempenho.

Segundo Herold, Radermacher e Klein (1996), em um sistema bem dimensionado as maiores irreversibilidades ocorrem nos processos de transferência de calor.

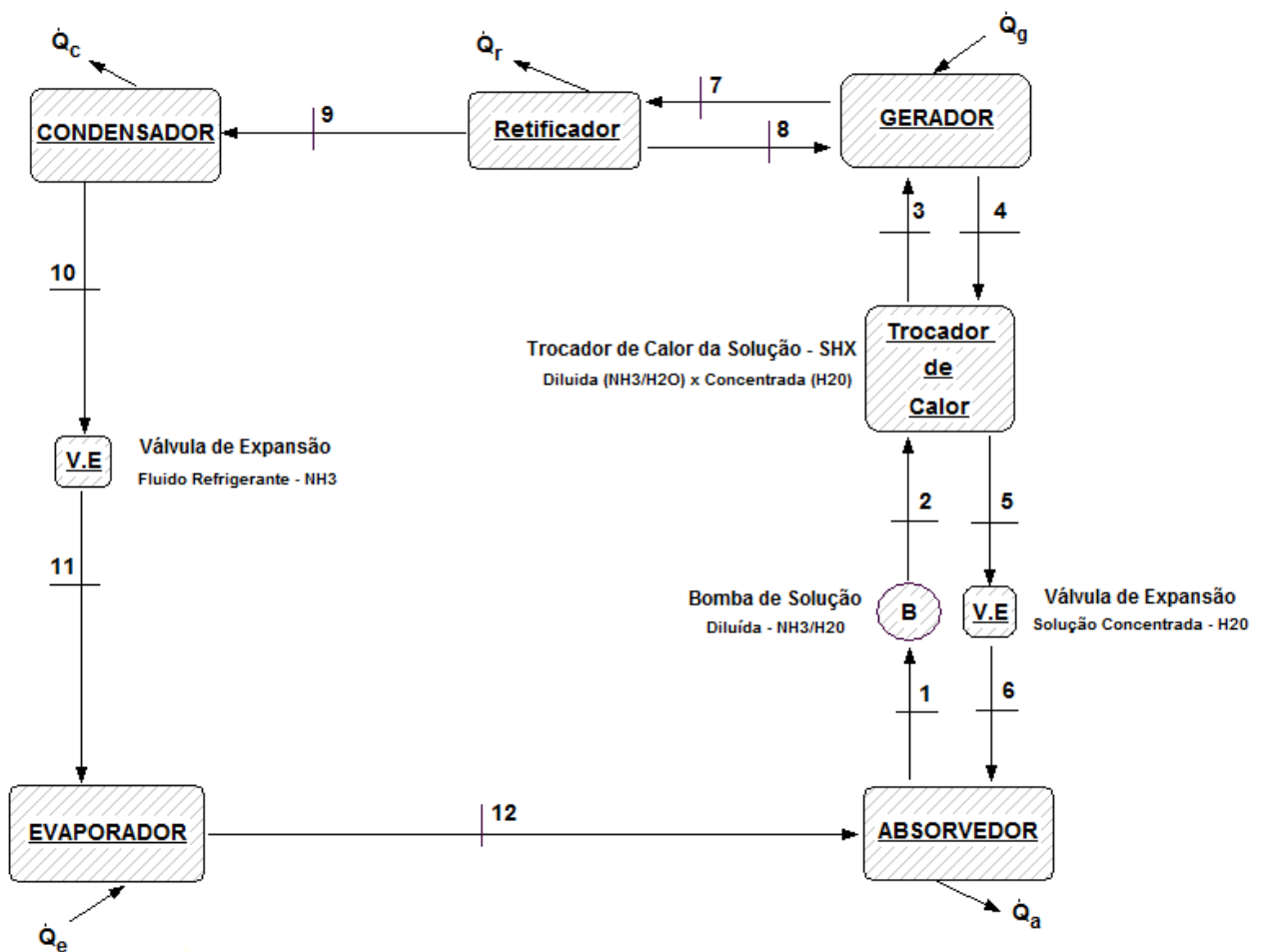


Figura 3.1: Representação esquemática de um sistema de absorção de simples efeito

O esquema da Fig. (3.1) representa um ciclo de refrigeração por absorção simplificado, que é utilizado por vários autores para uma modelagem deste tipo de sistema, o qual permite obter resultados bastante aproximados do comportamento real.

Nesta dissertação não foram apurados os valores referentes à geração de entropia, porém este parâmetro é mencionado por Gomri (2009) e também por outros autores, como sendo um ponto importante, e que permite otimizar os resultados, medida que os pontos críticos são identificados através dos valores de entropia.

A numeração existente na Fig. (3.1) vai servir como base para a modelagem termodinâmica através das expressões matemáticas que regem o processo. Mediante esta formulação e das propriedades da mistura dos fluidos, será possível calcular os parâmetros mais importantes para avaliar o desempenho do ciclo de refrigeração, desde o *COP*, passando pela capacidade de refrigeração e pela potência térmica necessária no gerador.

3.1 Hipóteses de Simplificação

Baseando-se em Herold, Radermacher e Klein (1996) algumas condições foram consideradas para simplificar a modelagem termodinâmica.

O fluido refrigerante na saída do condensador e na saída do evaporador é considerado saturado. O estado na saída das válvulas de expansão é determinado a partir do balanço de energia, e considerado como sendo um processo isentálpico.

Além dessas considerações, foram desprezadas as variações de energia cinética e potencial ao longo do sistema.

A condutância UA , que consiste no produto do coeficiente global de transferência de calor, U , pela área do trocador, A , em todos os trocadores foi considerada constante.

Cada componente do sistema de refrigeração por absorção foi analisado separadamente como um volume de controle. Foi considerado escoamento unidimensional e em regime permanente para cada um. Estas considerações estão descritas no equacionamento dos componentes mostrados a seguir.

Através do balanço de massa e de energia do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, representado na Fig. (3.1), obteve-se o conjunto de equações que definem o sistema mencionado.

3.2 Absorvedor

No absorvedor, a solução concentrada de água absorve o vapor de refrigerante (amônia), a baixa pressão, proveniente do evaporador, transformando-a em solução diluída. A Fig. (3.2) representa o volume de controle de um absorvedor do sistema de absorção.

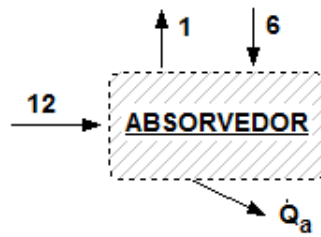


Figura 3.2: Representação do volume de controle no absorvedor

Aplicando as leis de conservação de massa e energia ao volume de controle, tem-se o balanço de massa da mistura pela Eq. (3.1), e o balanço de energia pela Eq. (3.2). Os respectivos índices utilizados nas equações estão relacionados com a Fig. (3.1).

$$\dot{m}_{12}x_{12} + \dot{m}_6x_6 = \dot{m}_1x_1 \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_6h_6 = \dot{m}_1h_1 + \dot{Q}_a \quad (3.2)$$

onde \dot{m} é a taxa de massa, x é a fração mássica, h é a entalpia e \dot{Q}_a é a taxa de transferência de calor no absorvedor.

3.3 Bomba

A bomba de solução é responsável pela circulação da solução diluída entre o absorvedor e o gerador e pela elevação da pressão no sistema. A Fig. (3.3) representa o volume de controle na bomba de solução de um sistema de refrigeração por absorção. Através da Eq. (3.3) é calculado a potência da bomba de solução do sistema.

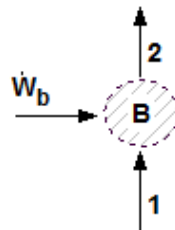


Figura 3.3: Representação do volume de controle na bomba de solução

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1)}{\eta_b} \quad (3.3)$$

onde v é o volume específico da solução diluída, P é a pressão, η_b é o rendimento da bomba e \dot{W}_b é a potência da bomba.

3.4 Válvula de Expansão da Solução

O dispositivo de expansão da solução utilizado no sistema de absorção, é usado para promover a queda de pressão ao sistema, reduzindo a pressão da solução concentrada de água que retorna ao absorvedor. A Fig. (3.4) representa o volume de controle da válvula de expansão de solução, para um sistema de refrigeração por absorção. A Eq. (3.4) representa o balanço de massa no dispositivo de expansão da solução e a Eq. (3.5) expressa a concentração da solução concentrada.

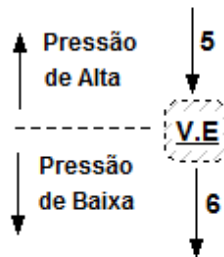


Figura 3.4: Representação do volume de controle na válvula de expansão da solução

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (3.4)$$

$$x_5 = x_6 \quad (3.5)$$

3.5 Trocador de Calor da Solução

No trocador de calor ocorre a transferência de calor entre a solução concentrada de água com maior temperatura e a solução diluída, de menor temperatura. Esta troca de calor resulta em uma melhor performance do sistema, já que a solução diluída entra no gerador a uma temperatura mais elevada e a solução concentrada retorna ao absorvedor em temperatura mais baixa. A Fig. (3.5) representa o volume de controle no trocador de calor da solução, para um sistema de refrigeração por absorção. A Eq. (3.6) expressa o balanço energético no trocador de calor da solução.

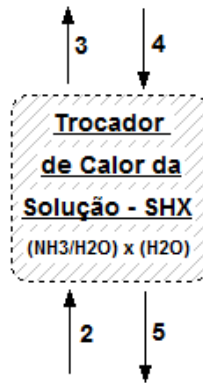


Figura 3.5: Representação do volume de controle do trocador da solução

$$\dot{Q}_{SHX} = \dot{m}_1(h_3 - h_2) = \dot{m}_4(h_5 - h_4) \quad (3.6)$$

onde \dot{Q}_{SHX} é a taxa de transferência de calor.

3.6 Gerador

O gerador é o componente onde ocorre a entrada de energia térmica ao sistema. Esta fonte de calor pode ser mediante de gases de exaustão, água quente ou queima direta. O calor do gerador promove a vaporização da amônia da solução diluída, realizando assim a separação da mistura binária. A Fig. (3.6) representa o volume de controle do gerador, para um sistema de refrigeração por absorção. A Eq. (3.7) expressa o balanço de massa para mistura binária das correntes e a Eq. (3.8) representa o balanço energético no gerador.

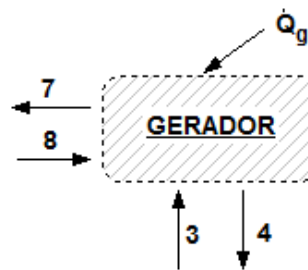


Figura 3.6: Representação do volume de controle do gerador de calor da solução

$$\dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_8 x_8 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 \quad (3.7)$$

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8 + \dot{Q}_g = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 \quad (3.8)$$

onde \dot{Q}_g é a taxa de transferência de calor no gerador.

3.7 Retificador

O retificador é o componente responsável por garantir um maior grau de pureza da amônia na instalação. O fluido refrigerante não deve possuir índices elevados de umidade, pois esta se depositaria no evaporador prejudicando a troca térmica, afetando assim o desempenho do sistema de refrigeração por absorção. O funcionamento de um retificador de amônia consiste em promover a transferência de calor e massa da solução binária, para a separação dos componentes. Para aumentar o índice de pureza do fluido refrigerante (amônia) que circula na instalação, a transferência de calor no retificador é intensificada através da taxa de massa da água de arrefecimento. A Fig. (3.7) representa o volume de controle no retificar de um sistema de refrigeração por absorção. A Eq. (3.9) expressa o balanço de massa no retificador e a Eq. (3.10) representa o balanço energético.

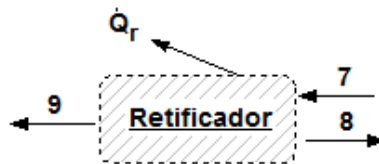


Figura 3.7: Representação do volume de controle do retificador

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_9 x_9 + \dot{m}_8 x_8 \quad (3.9)$$

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_8 h_8 + \dot{Q}_r \quad (3.10)$$

onde \dot{Q}_r é a taxa de transferência de calor no retificador.

3.8 Condensador

No condensador o vapor de refrigerante proveniente do gerador troca calor com a água de condensação liberando calor, ocorrendo desta forma a mudança de fase do refrigerante (amônia) de vapor para líquido saturado. A Fig. (3.8) representa o volume de controle do condensador em um sistema de absorção. A Eq. (3.11) expressa o balanço de massa no condensador e a Eq. (3.12) o balanço energético.

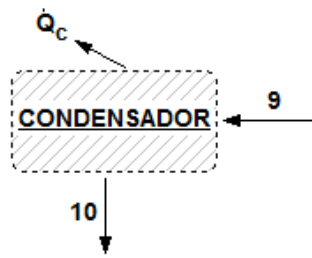


Figura 3.8: Representação do volume de controle no condensador

$$\dot{m}_9 x_9 = \dot{m}_{10} x_{10} \quad (3.11)$$

$$\dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{Q}_c \quad (3.12)$$

onde \dot{Q}_c é a taxa de transferência de calor no condensador.

3.9 Válvula de Expansão de Refrigerante

O dispositivo de expansão produz uma queda de pressão no sistema, reduzindo a pressão desde o nível de alta até o de baixa pressão. A Fig. (3.9) representa o volume de controle do dispositivo de expansão de fluido refrigerante em um sistema de absorção. A Eq. (3.13) expressa o balanço de massa, a Eq. (3.14) expressa a concentração de amônia e a Eq. (3.15) o balanço de energia no dispositivo de expansão de um sistema de refrigeração por absorção.

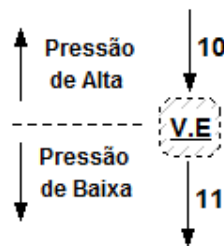


Figura 3.9: Representação do volume de controle na válvula de expansão do fluido refrigerante

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (3.13)$$

$$x_{10} = x_{11} \quad (3.14)$$

$$h_{10} = h_{11} \quad (3.15)$$

3.10 Evaporador

O fluido refrigerante chega ao evaporador na forma de uma mistura líquido-vapor, com um determinado título. O calor trocado no evaporador é responsável pela redução de temperatura da água gelada. O fluido refrigerante sai do evaporador na condição de vapor saturado. A Fig. (3.10) representa o volume de controle no evaporador para um sistema de absorção. A Eq. (3.16) expressa o balanço de massa e a Eq. (3.17) representa o balanço energético no evaporador.

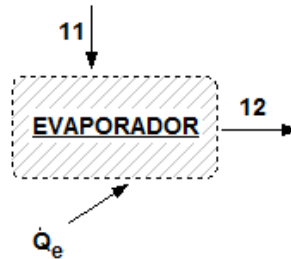


Figura 3.10: Representação do volume de controle no evaporador

$$\dot{m}_{11}x_{11} = \dot{m}_{12}x_{12} \quad (3.16)$$

$$\dot{m}_{11}h_{11} + \dot{Q}_e = \dot{m}_{12}h_{12} \quad (3.17)$$

onde \dot{Q}_e é a taxa de transferência de calor no evaporador.

A partir das expressões dos balanços de massa e de energia, calculam-se os parâmetros mais importantes para a análise do ciclo de absorção, através da introdução de alguns valores de entrada. Os resultados mais importantes para a análise do desempenho do ciclo são: as quantidades de calor absorvido ou dissipado pelos diversos componentes e o valor do COP do ciclo.

O coeficiente de performance (COP) de um sistema de refrigeração por absorção é definido pela Eq. (3.18), conforme Herold, Radermacher e Klein (1996):

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_b} \quad (3.18)$$

Segundo (Herold, Radermacher e Klein, 1996) para determinar a eficiência de refrigeração é necessário calcular o valor do COP_{ideal} , que é obtido mediante uma relação entre as temperaturas de trabalho do ciclo de absorção, conforme a Eq. (3.19):

$$COP_{Ideal} = \frac{T_e(T_g - T_{amb})}{T_g(T_c - T_e)} \quad (3.19)$$

onde T_e é a temperatura de evaporação, T_g é a temperatura do gerador, T_c é a temperatura de condensação e T_{amb} é a temperatura ambiente.

Pela proposta de (Herold, Radermacher e Klein, 1996), conhecendo os valores de COP e COP_{ideal} , pode-se calcular a eficiência de refrigeração, ε , através da Eq. (3.20) expressa por:

$$\varepsilon = \frac{COP}{COP_{ideal}} \quad (3.20)$$

4. METODOLOGIA PARA ANÁLISE E SIMULAÇÃO TÉRMICA

Os dados potenciais de recuperação de calor simulados neste trabalho são referentes aos processos industriais de uma caldeira de cogeração/processo, da empresa processadora de alimentos BRF-Brasil Foods - Unidade de Chapecó, localizada no município de mesmo nome no estado de Santa Catarina. As simulações foram realizadas através de um programa desenvolvido no software EES (*Engineering Equation Solver*) e no IPSE-pro® versão 4.0.

O EES foi utilizado para a realização do modelamento matemático e termodinâmico do ciclo de refrigeração por absorção amônia/água. Os resultados obtidos pelo programa elaborado no EES, foram comparados com resultados de simulações realizadas pela ASHRAE e também com simulações realizadas no IPSEpro®. As simulações serviram para investigar a influência de alguns parâmetros atribuídos ao ciclo de refrigeração por absorção.

Foram analisados dados dos processos de utilidades, de onde foram extraídos o custo da lenha e da energia elétrica, os quais serviram de base para a realização das simulações junto aos programas e das análises financeiras.

4.1 Informações do Software IPSEpro®

Há diversos pacotes computacionais comerciais para a simulação de sistemas, a maioria deles utilizando a simulação sequencial. Neste trabalho foi utilizado o IPSE-pro®, adequado para analisar processos de engenharia térmica, o qual vem sendo desenvolvido e aperfeiçoado desde a década de 1990.

O IPSEpro®, desenvolvido pela empresa austríaca *Sim Technology* (Sim Tech, 2000), é uma ferramenta de simulação visual que apresenta estrutura para a composição de um sistema, através da escolha de componentes (turbinas, condensadores, caldeiras, entre outros equipamentos) que estão disponíveis em algumas de suas bibliotecas. O aplicativo disponibiliza um ambiente de modelagem que possibilita ao usuário adaptar os modelos de componentes às suas necessidades. Estes componentes (ícones) selecionados são arrastados para uma área específica do projeto onde são interligados.

Os dados para o processamento da análise são inseridos diretamente nos equipamentos selecionados e os resultados são apresentados na própria configuração formulada.

O IPSEpro® possui um conjunto de módulos e bibliotecas de diferentes funções, destinados à criação de modelos para simulação de processos, a qual permite a utilização destes na análise de dados de uma planta de processos térmicos.

O IPSEpro® é constituído basicamente de dois módulos principais: o MDK (*Model Development Kit*) e o PSE (*Process Simulation Environment*).

- **Módulo MDK:**

O Módulo MDK (*Model Development Kit*) oferece capacidade para que sejam definidos novos modelos ou componentes que possam ser usados em complemento aos existentes no PSE. Ele é constituído basicamente de duas unidades funcionais, uma para edição para descrever os modelos matematicamente (*Model Editor*) e outra para compilação (*Model Compiler*), responsável por uma transformação para o formato binário para processamento no módulo PSE.

- **Módulo PSE:**

Com o Módulo PSE (*Process Simulation Environment*) o usuário seleciona os componentes requeridos no menu da biblioteca e os arranja de maneira apropriada. Todos os dados do processo são configurados diretamente na folha de dados. Os resultados são mostrados diretamente no esquema criado. Ao final da simulação, o PSE gera automaticamente um protocolo de saída, no qual são mostrados todos os parâmetros e variáveis do processo, bem como a situação de cada um deles: fornecido, calculado ou não-calculado e convergido ou não-convergado. No caso da existência de erros, a causa é apresentada nesse protocolo.

O PSE usa o sistema de equações orientadas e métodos de otimização matemática que garantem cálculos rápidos e exatos. A resolução de um sistema de equações no PSE é feita em duas etapas:

- **Análise:** Na fase de análise o PSE primeiro verifica o modelo quanto a erros nas especificações do processo. Se as especificações estão corretas, ele determina o melhor método de solução.
- **Solução Numérica:** Nessa fase o PSE resolve as equações por meio de métodos numéricos pré-definidos pela fase de análise.

4.2 Biblioteca do IPSEpro®

O IPSEpro® possui bibliotecas para uso em diversos processos industriais, como em plantas de geração de potência, calor e refrigeração. A seguir é descrita a biblioteca utilizada neste trabalho.

- **Biblioteca FRIGO**

A Biblioteca FRIGO (*Refrigeration Process*) foi projetada para modelar uma ampla gama de processos de refrigeração e bombas de calor.

A versão atual da biblioteca FRIGO permite o projeto e análise de sistemas de refrigeração por absorção e sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

A biblioteca FRIGO pode ser usada como ela é, ou usando o MDK (*Model Development Kit*) do IPSEpro®, ela pode servir como base para a implementação de uma biblioteca com modelos específicos do usuário.

Alguns componentes presentes nesta biblioteca são: compressor, condensador, torre de resfriamento, evaporador, gerador, absorvedor, misturador, motor, bomba, separador e válvula.

A seguir, são apresentados na Fig. (4.1) os ícones dos componentes contidos na biblioteca FRIGO em uma aplicação referente a simulação de sistemas de refrigeração por compressão.

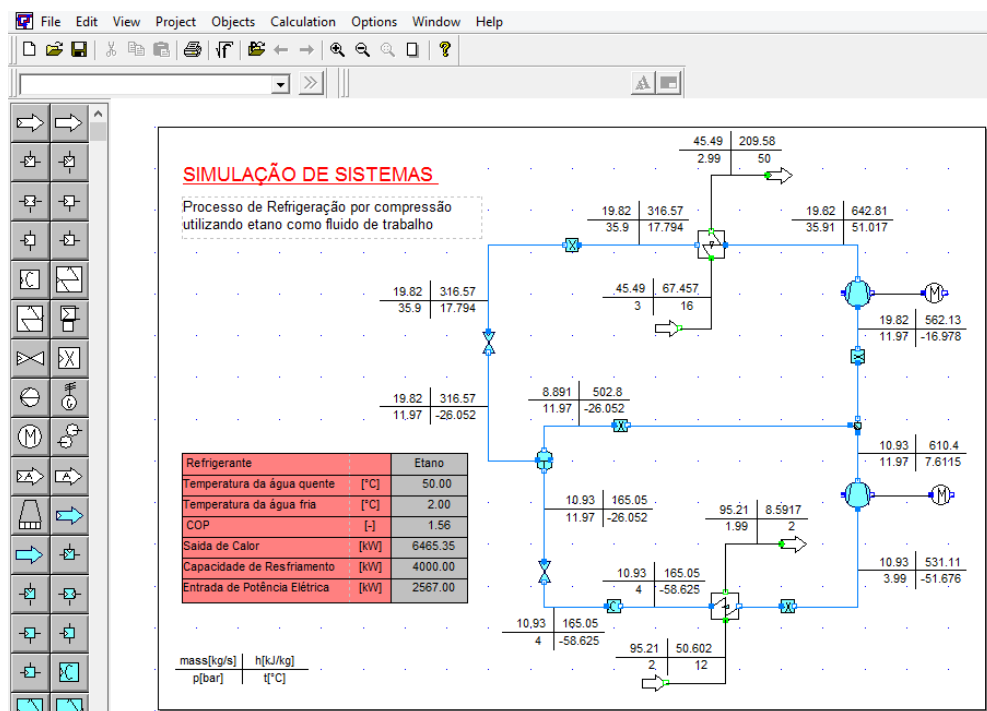


Figura 4.1: Interface da biblioteca FRIGO para refrigeração por compressão

Na Fig. (4.2) são apresentados os ícones e componentes contidos na biblioteca FRIGO e uma aplicação referente à simulação de sistemas de refrigeração por absorção utilizando a solução binária amônia/água

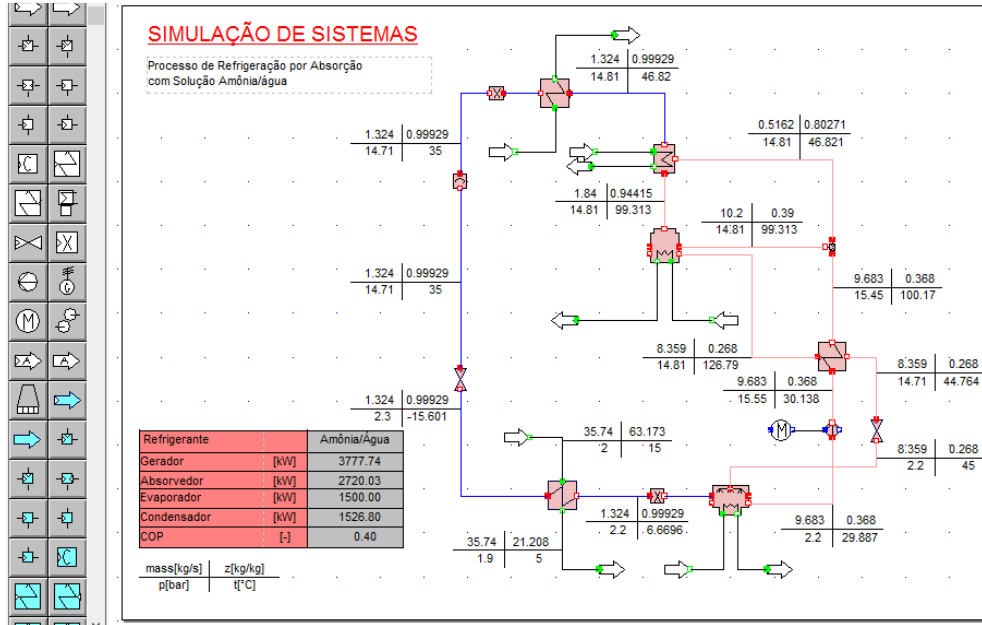


Figura 4.2: Interface da biblioteca FRIGO para refrigeração por absorção

Além do IPSEpro, também foi realizado um programa para a simulação do sistema de absorção utilizando o software EES (*Engineering Equation Solver*), o qual possui rotinas externas para a modelagem de sistemas de refrigeração por absorção.

4.2 Sistema de Equações e Grau de Liberdade

Para a modelagem de um sistema de refrigeração por absorção, é necessário conhecer o número de equações e o número de variáveis de entradas e saídas utilizadas no sistema.

A Fig. (3.1) mostra o esquema de um sistema de refrigeração por absorção amônia/água de simples efeito, divididos em doze pontos, que juntamente com as hipóteses de simplificação, serviram de base para a determinação do grau de liberdade e equacionamento do sistema, conforme apresentado no capítulo 3. O grau de liberdade zero, é quando o número de variáveis é igual ao número de equações, onde o conjunto de equações fornece uma solução única.

Segundo Herold, Radermacher e Klein (1996) um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito necessita de 35 variáveis e 21 equações, sendo portanto necessário fornecer 14 variáveis de entrada ao sistema para atender o grau de liberdade zero.

4.3 Rotina de Cálculo do EES para Sistemas de Absorção

Os parâmetros de entrada são necessários para definir as condições de funcionamento do sistema de absorção. Os valores de entrada necessários são algumas temperaturas, fase da solução, taxa de massa ou taxa de calor de entrada. Através destas informações iniciais podem ser definidas as propriedades de cada um dos pontos do sistema através de uma rotina existente no EES. Esta rotina foi desenvolvida com base em estudos realizados sobre as propriedades da mistura de amônia e água. Através da introdução de três propriedades da mistura de amônia e água, como por exemplo, pressão, temperatura e fração mássica de amônia na solução, a rotina consegue calcular as propriedades termodinâmicas restantes através de correlações existentes. As propriedades restantes são, a entalpia, a entropia, a energia interna, o volume específico e a fase do fluido, totalizando 8 propriedades.

Conforme Herold, Radermacher e Klein (1996) a rotina do EES que fornece as propriedades termodinâmicas da mistura amônia e água é apresentada da seguinte forma:

$$\text{Call NH3H2O (Code; ln1; ln2; ln3: T; P; x; h; s; u; v; Q)} \quad (4.1)$$

Os parâmetros de entrada são definidos pelas expressões, Code, ln1, ln2 e ln3. A expressão Code, refere-se a um número inteiro de três dígitos, referentes às propriedades, temperatura (T), pressão (P), fração mássica de amônia (x), entalpia (h), entropia (s), energia interna (u), volume específico (v), e a fase do fluido (Q), numeradas de 1 a 8 respectivamente. Por exemplo, se o parâmetro Code apresentar a sequência 123, significa que os parâmetros de entrada, ln1, ln2 e ln3 são respectivamente a temperatura, a pressão e a fração mássica de amônia. Os algarismos das propriedades de entrada, correspondem às posições localizadas nos parâmetros de saída (Herold, Radermacher e Klein, 1996).

É apresentado na Fig.(4.3) um diagrama elaborado no EES para as simulações dos sistemas de refrigeração por absorção utilizando amônia/água.

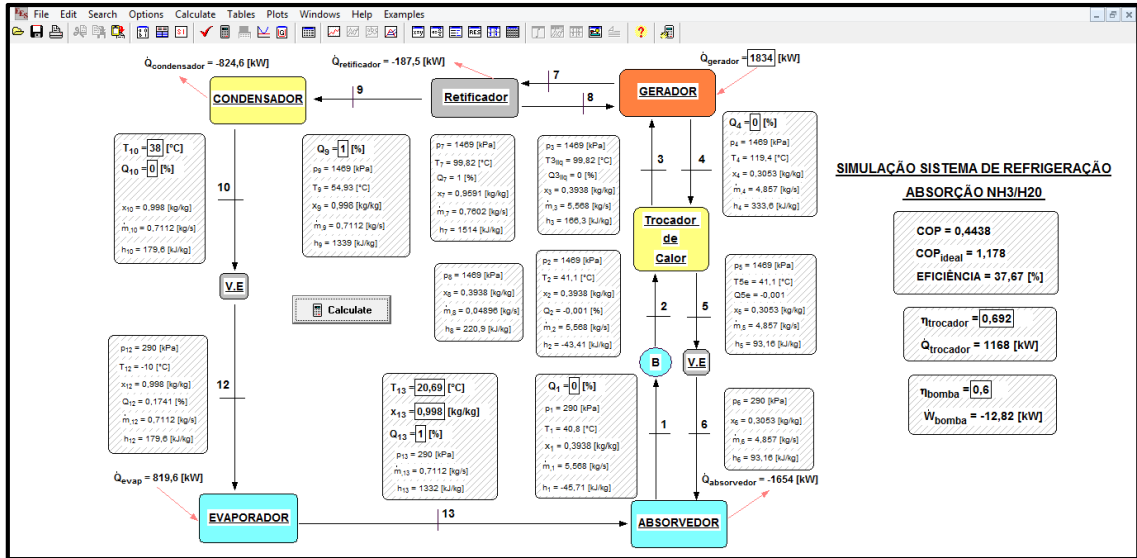


Figura 4.3: Interface elaborada pelo autor no “Diagram Window” do EES.

5. APRESENTAÇÃO DA PLANTA INDUSTRIAL

Para definir inicialmente o problema a ser estudado foi visitado o complexo industrial da maior empresa processadora de alimentos do Brasil, a empresa BRF-Brasil Foods, unidade de Chapecó, localizada na região oeste catarinense. Esta unidade possui em seu complexo industrial um frigorífico de abate e desosse de frango, abate e desosse de peru, fábrica de produtos industrializados e fábrica de ração. A área de utilidades da empresa tem capacidade para abastecer todos os processos do complexo.

Atualmente o complexo industrial possui uma caldeira para geração de vapor superaquecido com capacidade de 40.000 kg/h de vapor, que utiliza lenha como combustível. O vapor superaquecido a 40 bar é encaminhado a uma turbina a vapor para a geração de energia elétrica. A capacidade de geração de energia elétrica é de aproximadamente 2,5 MW para uso próprio. Após a geração de energia, o vapor que sai da turbina a 7 bar é destinado para os diversos processos produtivos das fábricas do complexo industrial. Em torno de 60% do vapor encaminhado aos processos retorna para a caldeira como condensado, o qual é recuperado em um tanque e aproveitado novamente como água de alimentação.

A Fig. (5.1) mostra a visão geral da caldeira instalada na empresa e a Fig. (5.2) mostra a esteira de alimentação do combustível utilizado.



Figura 5.1: Imagem geral da caldeira em análise



Figura 5.2: Imagem do abastecimento de combustível da caldeira

A Fig. (5.3) ilustra o fluxograma do processo de geração de vapor na caldeira, extraído do supervisório do equipamento durante a visita à empresa para a coleta de dados.

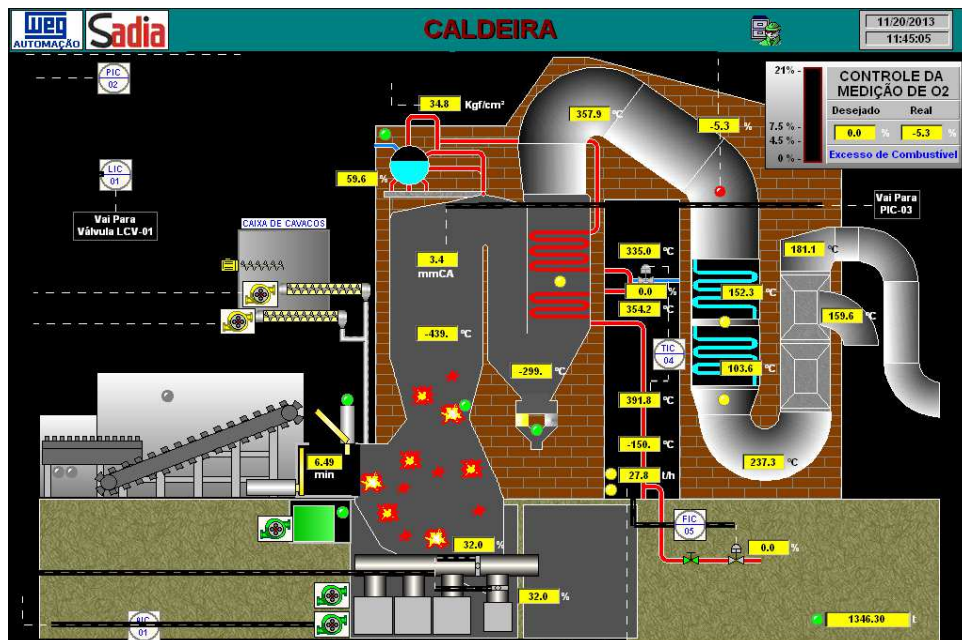


Figura 5.3: Fluxograma do processo de geração de vapor

Para os processos de refrigeração, a planta utiliza ciclos de refrigeração por compressão com amônia. Para suprir as necessidades das instalações de climatização, resfriamento e congelamento, tem-se instalados compressores do tipo parafuso.

Atualmente o complexo industrial possui 52 compressores os quais estão divididos em seis salas de máquinas. A Fig. (5.4) apresenta alguns compressores utilizados na empresa.



Figura 5.4: Imagem dos compressores do sistema de refrigeração

A demanda de refrigeração da indústria é bastante elevada, necessitando assim de uma alta potência elétrica nos motores dos compressores, os quais totalizam 16,87 MW de potência instalada.

A empresa utiliza água gelada em vários de seus processos produtivos. A vazão volumétrica necessária de água gelada é de 180 m³/h a 2 °C. Esta água é gelada através de unidades *chillers* de resfriamento com amônia, que utilizam trocadores de calor ligados a sistemas de refrigeração por compressão operando à temperatura de evaporação 0,5 °C e temperatura de condensação de 35 °C.

5.1 Descrição das configurações de recuperação de calor analisadas

A seguir são descritas as configurações dos sistemas de refrigeração por absorção considerada no presente trabalho, destacando-se as características operacionais e os equipamentos em cada uma delas.

5.1.1 Caso 1 – Recuperação de calor dos gases de exaustão

No caso 1 é simulado um sistema de refrigeração por absorção amônia/água para atendimento à demanda do sistema de água gelada da indústria através da recuperação de calor dos gases de exaustão da caldeira, conforme mostra Fig. (5.5).

Na Tab. (5.1) são listados os dados utilizados na simulação do caso 1, onde foi variada a vazão volumétrica do exaustor, para a recuperação de calor dos gases de exaustão da caldeira em: 160.000 m³/h, 140.000 m³/h e 120.000 m³/h, a fim de verificar a influência desta variação na produção de água gelada do sistema de absorção.

Tabela 5.1: Descrição dos dados para simulação - caso 1

DESCRIÇÃO DOS DADOS	VALORES
Pressão do vapor na entrada da turbina	40 bar
Pressão do vapor na saída da turbina	7 bar
Temperatura do vapor na entrada da turbina	400 °C
Temperatura do vapor na saída da turbina	170 °C
Taxa de massa do vapor para os processos industriais	40.000 kg/h
Temperatura de evaporação	0,5 °C
Temperatura de condensação	38 °C
Temperatura dos gases de exaustão na entrada do recuperador de calor	181 °C
Temperatura dos gases de exaustão na saída do recuperador de calor	150 °C
Vazão volumétrica dos gases de exaustão (*este item foi variado)	160.000 m ³ /h
Temperatura de entrada de água no <i>Chiller</i>	8 °C
Temperatura de saída de água no <i>Chiller</i>	2 °C
Concentração de amônia na entrada do condensador	0,998
Concentração de amônia na saída do evaporador	0,998
Título na saída do evaporador	1
Título na entrada da bomba de solução	0
Título na entrada do condensador	1
Rendimento da bomba de solução	0,6
Rendimento da bomba da caldeira	0,6
Rendimento da turbina	0,6
Rendimento do gerador elétrico	0,9
Efetividade do trocador de calor da solução – SHX	0,692

A Fig. (5.5) ilustra o esquema de recuperação de calor analisado no caso 1.

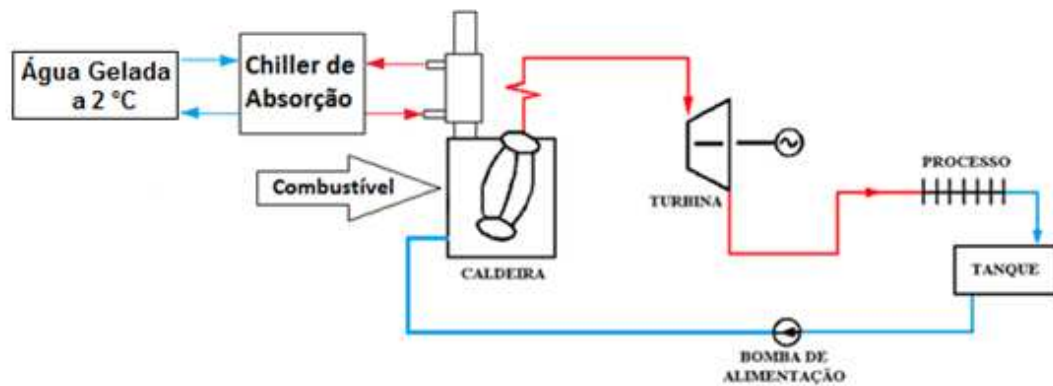


Figura 5.5: Esquema de recuperação de calor - caso 1

5.1.2 Caso 2 – Sistema de absorção acionado por vapor da saída da turbina

Na Tab. (5.2) são listados os dados utilizados na simulação do caso 2.

Tabela 5.2: Descrição dos dados para simulação - caso 2

DESCRIÇÃO DOS DADOS	VALORES
Pressão do vapor na entrada da turbina	40 bar
Pressão do vapor na saída da turbina	7 bar
Temperatura do vapor na entrada da turbina	400 °C
Temperatura do vapor na saída da turbina	170 °C
Taxa de massa do vapor para os processos industriais (*este item foi variado)	40.000 kg/h
Temperatura de evaporação	-35 °C
Temperatura de condensação	38 °C
Concentração de amônia na entrada do condensador	0,998
Concentração de amônia na saída do evaporador	0,998
Título na saída do evaporador	1
Título na entrada da bomba de solução	0
Título na entrada do condensador	1
Rendimento da bomba de solução	0,6
Rendimento da bomba da caldeira	0,6
Rendimento da turbina	0,6
Rendimento do gerador elétrico	0,9
Efetividade do trocador de calor da solução – SHX	0,692

No caso 2 é simulado um sistema de refrigeração por absorção amônia/água movido a vapor da saída da turbina, para atendimento das demandas de refrigeração do sistema de baixa pressão, chamado de *Booster*, referente ao primeiro estágio de compressão dos sistemas dos túneis de congelamento da empresa. Neste caso a taxa de massa de vapor para acionar o sistema de absorção variou-se em: 10.000 kg/h, 15.000 kg/h e 20.000 kg/h, a fim de verificar a influência desta variação na capacidade frigorífica do sistema de absorção para atendimento da demanda de refrigeração dos túneis, conforme ilustra Fig. (5.6).

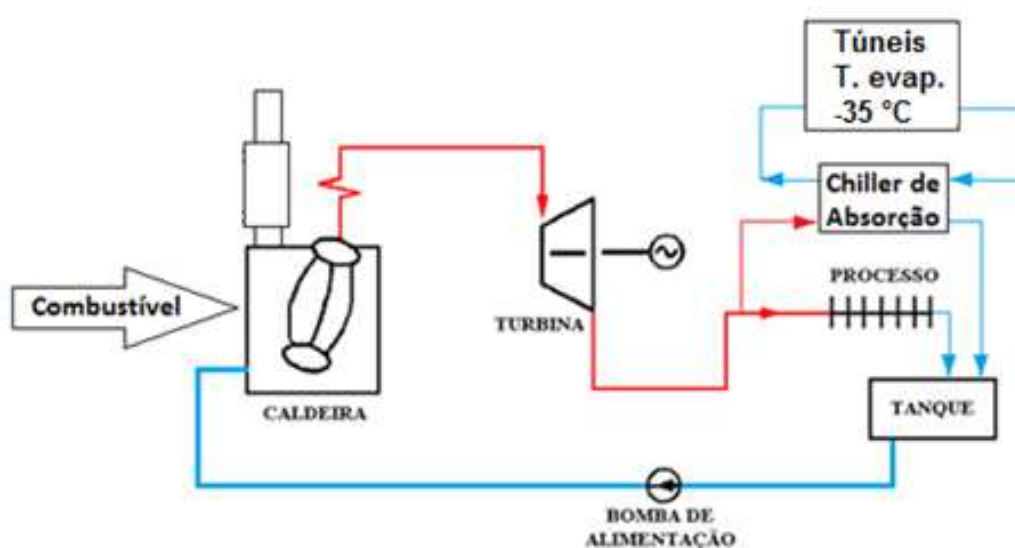


Figura 5.6: Esquema da recuperação de calor - caso 2

5.1.3 Caso 3 – Recuperação de calor dos gases de exaustão e sistema de absorção acionado por vapor da saída da turbina

A descrição do caso 3 é referente à recuperação dos gases de exaustão idêntica ao do caso 1 junto com o sistema de refrigeração por absorção do caso 2. Neste caso são simuladas as três vazões volumétricas para a recuperação de calor dos gases de exaustão da caldeira: 160.000 m³/h, 140.000 m³/h e 120.000 m³/h, e também as três taxas de massa de vapor: 10.000 kg/h, 15.000 kg/h e 20.000 kg/h. Mediante as variações, é possível conhecer sua influência sobre a capacidade frigorífica dos sistemas de absorção, tanto para a produção de água gelada, como para o processo de refrigeração dos túneis de congelamento.

Na Tab. (5.3) são listados os dados utilizados na simulação do caso 3.

Tabela 5.3: Descrição dos dados para simulação - caso 3

DESCRIÇÃO DOS DADOS	VALORES
Pressão do vapor na entrada da turbina	40 bar
Pressão do vapor na saída da turbina	7 bar
Temperatura do vapor na entrada da turbina	400 °C
Temperatura do vapor na saída da turbina	170 °C
Taxa de massa de vapor dos processos de aquecimento (*este item foi variado)	30.000 kg/h
Taxa de massa de vapor para refrigeração por absorção (*este item foi variado)	10.000 kg/h
Temperatura de evaporação (para sistema de recuperação de calor dos gases)	0,5 °C
Temperatura de evaporação (para sistema acionado por vapor)	-35 °C
Temperatura de condensação	38 °C
Temperatura dos gases de exaustão na entrada do recuperador de calor	181 °C
Temperatura dos gases de exaustão na saída do recuperador de calor	150 °C
Vazão volumétrica dos gases de exaustão	160.000 m ³ /h
Temperatura de entrada de água no <i>Chiller</i>	8 °C
Temperatura de saída de água no <i>Chiller</i>	2 °C
Concentração de amônia na entrada do condensador	0,998
Concentração de amônia na saída do evaporador	0,998
Rendimento da bomba de solução	0,6
Rendimento da bomba da caldeira	0,6
Rendimento da turbina	0,6
Rendimento do gerador elétrico	0,9
Efetividade do trocador de calor da solução – SHX	0,692

A Fig. (5.7) ilustra o esquema analisado e simulado no caso 3.

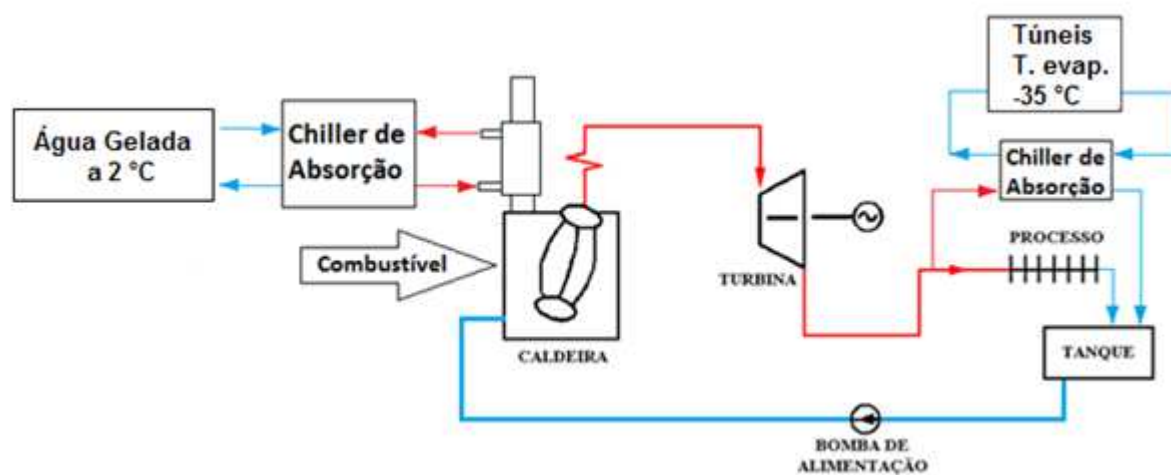


Figura 5.7: Esquema da recuperação de calor - caso 3

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os dados do processo de utilidades da empresa. Com estes dados, são realizadas simulações no EES e no IPSEpro®, para identificação do comportamento das variáveis ao sistema de absorção. Ao final do capítulo são apresentados os resultados das análises econômicas financeiras através do fluxo de caixa, TIR e *Payback* de alguns arranjos simulados.

6.1 Dados do Processo de Utilidades da Empresa

6.1.1 Energia Elétrica

Foram analisados os dados da empresa referentes ao período de janeiro a outubro de 2013, sendo considerados para as simulações os valores médios do período. O valor médio mensal dos gastos com energia elétrica para o período ficou em R\$ 2.002.131,32. O gasto mensal da empresa com energia elétrica no período analisado variou entre R\$ 1.574.501,00 e R\$ 2.801.166,00. A potência elétrica instalada nos compressores de refrigeração é de 16.872,8 kW, considerando um fator de utilização de 0,80, a demanda de energia elétrica dos compressores é de 13.498,24 kW, sendo portanto o setor de refrigeração responsável por 60% do consumo de energia elétrica da indústria. O custo médio unitário da energia elétrica foi de R\$ 0,1968 por kWh.

A Fig. (6.1) mostra a variação do gasto com energia elétrica da empresa no período analisado.

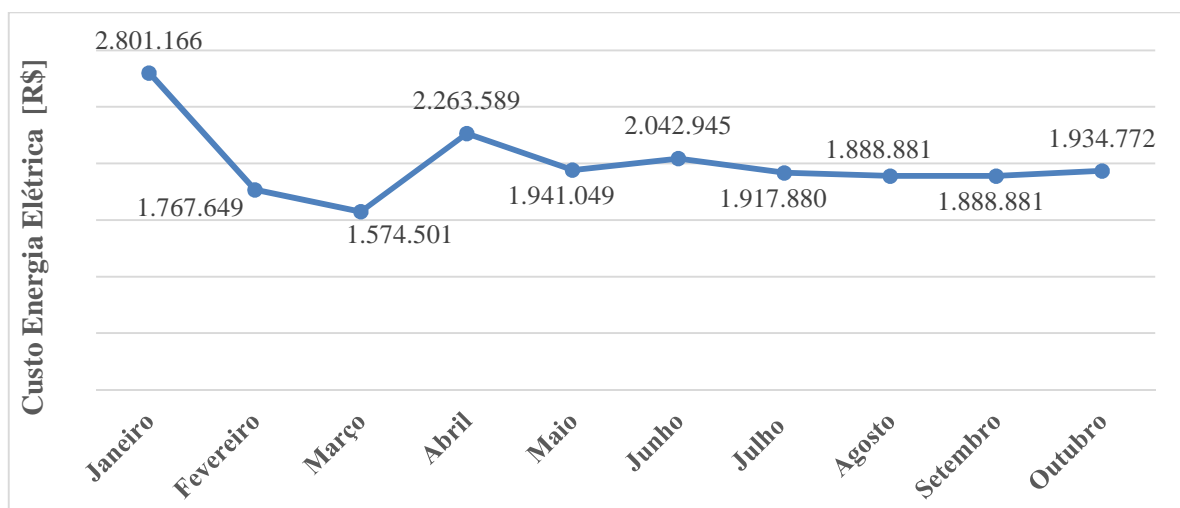


Figura 6.1: Custo mensal com energia elétrica

6.1.2 Geração de Vapor e Eletricidade Própria

Foram analisados os dados médios de produção de vapor, consumo de lenha e geração de energia elétrica para o período de janeiro a outubro de 2013. A Fig. (6.2) mostra as variações no período. Para a realização do cálculo de rendimento térmico, adotou-se o PCI da lenha a 32% de umidade, a entalpia do vapor d'água a 400 °C para pressão de 40 bar e temperatura da água de alimentação de 150 °C, conforme dados analisados na empresa.

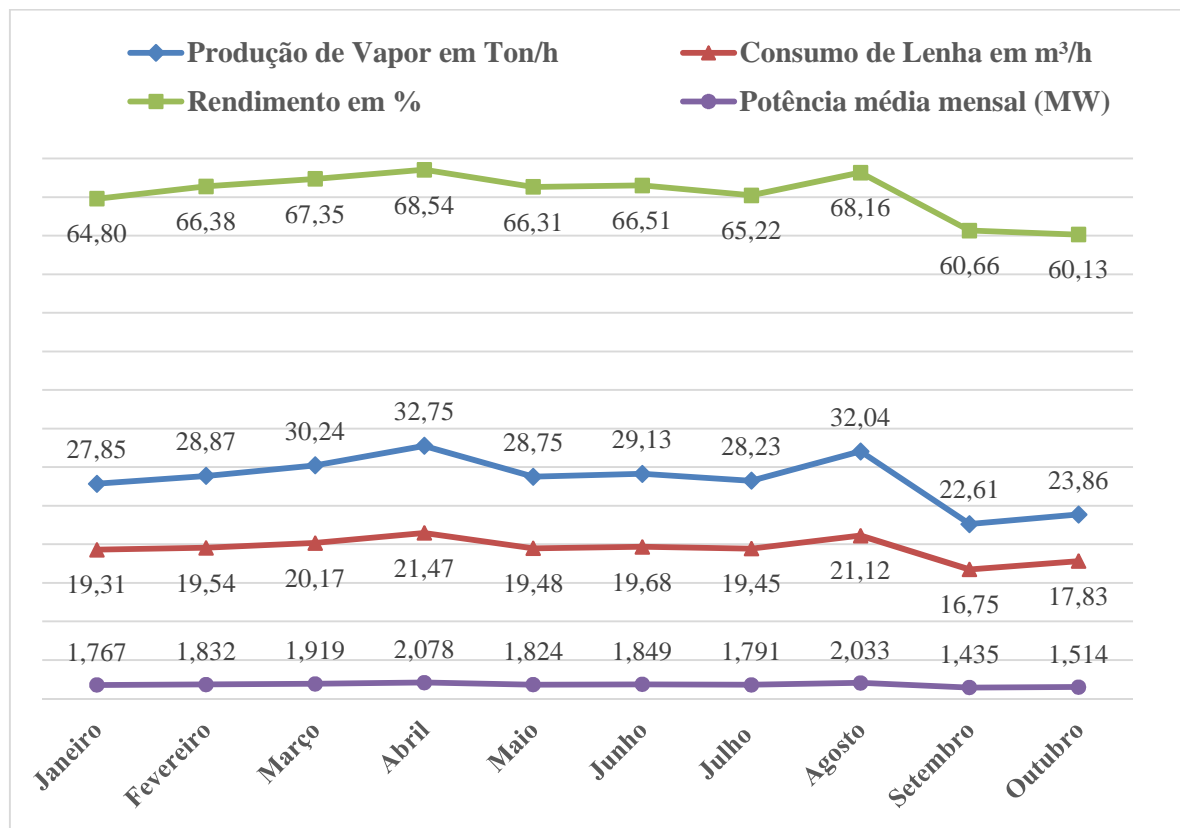


Figura 6.2: Dados operacionais da caldeira

Pela Fig. (6.2) pode-se perceber as oscilações na produção de vapor da caldeira, a qual é regulada pela demanda de aquecimento dos processos industriais da empresa. A caldeira tem capacidade para produzir 40 ton de vapor por hora, mas está operando bem abaixo de sua capacidade nominal. Pode-se observar que, quando a produção de vapor é reduzida de sua capacidade nominal, o rendimento térmico e a produção de energia elétrica sofrem reduções. A produção média de vapor para o período foi de 28,43 ton/h com uma variação entre a mínima e a máxima de 31%. O consumo médio de lenha foi de 19,5 m³/h, com uma variação entre o mínimo e o máximo de 22%. A potência média mensal de energia elétrica para o

período foi de 1.804,2 kW com uma variação entre a mínima e a máxima na mesma ordem da produção de vapor. Com estas oscilações, o rendimento médio da caldeira ficou em 65,4%.

Nos meses de Abril e Agosto, foram registrados vários horários do dia em que a caldeira operou em sua capacidade nominal de 40 ton de vapor por hora, com um consumo de lenha de 24,7 m³/h, com um rendimento térmico de 72,8%. A potência de energia elétrica no gerador para esta condição chegou a 2.538 kW. Esses dados foram comparados com a média do período, e foi verificado um aumento de 28,9% na produção de vapor e de eletricidade e um aumento de 65,4% para 72,8% no rendimento térmico. O aumento do consumo de lenha para esta condição foi de 21%.

Portanto, mediante a análise de dados operacionais da caldeira, pode-se perceber algumas vantagens que se tem quando opera-se um gerador de vapor na sua capacidade nominal.

A Fig. (6.3) mostra a variação do preço unitário da lenha pago pela empresa no período de janeiro a outubro de 2013.

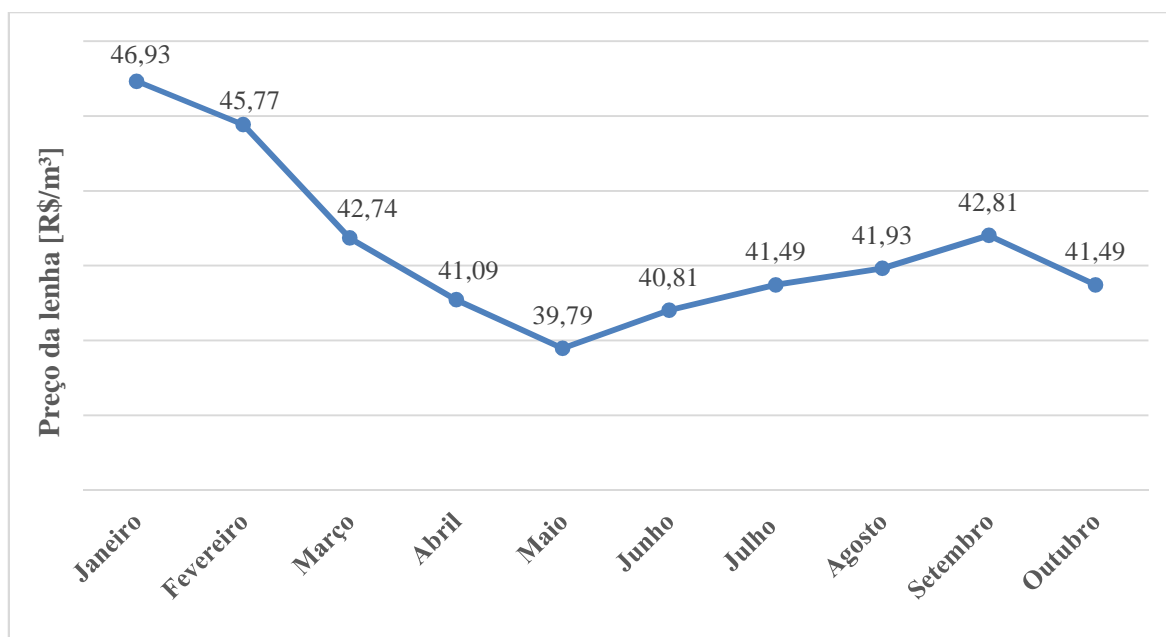


Figura 6.3: Preço unitário mensal da lenha

Pode-se perceber na Fig. (6.3) a grande oscilação no preço da lenha, no período analisado. O custo médio foi de R\$ 42,5/m³ com uma variação entre o preço mínimo e máximo na ordem de 15,2%. A média do gasto mensal com lenha realizado pela empresa neste período foi de R\$ 534.306,53. O gasto mensal com lenha para o período analisado variou de R\$ 411.014,00 a R\$ 613.765,00.

6.2 Validação do Modelo Desenvolvido no EES

Foi desenvolvido um programa no EES para simular sistemas de refrigeração por absorção amônia/água utilizando as rotinas do software.

Para validar o modelo, foi necessário comparar os resultados obtidos através do programa, com os resultados encontrados e publicados pela ASHRAE 2009 para sistemas de refrigeração por absorção amônia/água de simples efeito. As considerações iniciais e os parâmetros de entrada utilizados pela ASHRAE foram mantidas no novo programa.

A seguir são apresentados os principais dados de entrada e as considerações utilizadas pela ASHRAE para a simulação de sistemas de refrigeração por absorção $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ de simples efeito.

Na Tab. (6.1) são descritas as hipóteses consideradas pela ASHRAE na simulação de sistemas de refrigeração por absorção de amônia/água.

Tabela 6.1: Descrição de hipóteses consideradas pela ASHRAE, para sistemas de refrigeração por absorção $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

HIPÓTESES CONSIDERADAS
Regime permanente
Sem alteração de pressão, exceto nos dispositivos de expansão e bomba
Líquido saturado na entrada da bomba de solução
Líquido saturado na saída da solução concentrada de água do gerador
Líquido saturado na saída do condensador
Líquido saturado no retorno do retificador para o gerador
Vapor saturado na entrada do condensador e na entrada do absorvedor
Os dispositivos de expansão são adiabáticos
A bomba é isentrópica
Não há perdas térmicas pela carcaça
Não há arraste de líquido do evaporador para o absorvedor
O vapor que deixa o gerador está na mesma temperatura da corrente de solução concentrada de água que sai do gerador.

Na Tab. (6.2) são mostrados alguns dados utilizados pela ASHRAE para a simulação dos sistemas de refrigeração por absorção para amônia/água.

Tabela 6.2: Descrição dos dados de entrada da ASHRAE, para sistemas de refrigeração por absorção $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

DADOS DE ENTRADA	VALORES
Taxa de calor no evaporador	1.760 kW
Pressão de alta do sistema	14,6 bar
Pressão de baixa do sistema	5,15 bar
Temperatura da solução diluída na saída do absorvedor	40 °C
Temperatura da solução concentrada de água na saída do gerador	95 °C
Efetividade do trocador de calor da solução – SHX	0,692

Na Fig. (6.4) é apresentada a comparação do *COP* entre as simulações realizadas nas condições da ASHRAE para sistema de refrigeração por absorção amônia/água e pelos programas elaborado no EES e no IPSEpro®. No caso do IPSEpro® foram realizadas simulações que consideram a queda de pressão dos equipamentos e uma outra que não considera a queda de pressão dos equipamentos, conforme condições da ASHRAE e do programa elaborado no EES. Para as quedas de pressão consideradas nos equipamentos do programa IPSEpro® para sistemas de absorção, foram utilizados os valores disponíveis na própria biblioteca do *software*.

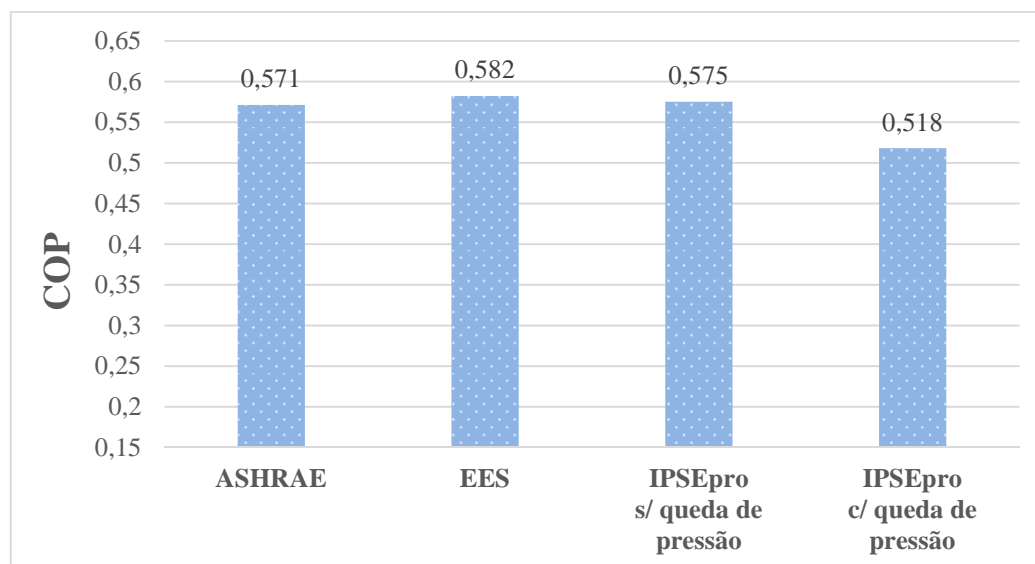


Figura 6.4: Validação do programa de absorção elaborado no EES

Pela Fig. (6.4) pode-se perceber as pequenas diferenças entre as simulações realizadas pelos dois sistemas em comparação com a realizada pela ASHRAE. A diferença entre a simulação da ASHRAE e a realizada no EES é de 1,92%. A diferença entre a simulação da

ASHRAE e a realizada no IPSEpro® sem queda de pressão dos equipamentos é de 1,87%. Esta pequena diferença entre os programas utilizados e a ASHRAE, pode ser em função das versões do *software* utilizado, pois a simulação da ASHRAE que este trabalho se baseia é referente à revisão do *Handbook Fundamentals* realizada em 2009, e a versão do EES utilizada para o desenvolvimento do programa foi a versão 2014 e o IPSEpro® é versão 4.0. Quando comparada com o programa desenvolvido no IPSEpro® considerando a queda de pressão dos equipamentos, esta diferença é maior, na ordem de 9,28%, que se deve principalmente pelo efeito das quedas de pressão dos equipamentos do sistema de refrigeração por absorção, considerados na simulação, onde nas simulações da ASHRAE estas não são consideradas. Portanto as simulações realizadas no IPSEpro® que leva em conta as quedas de pressão dos equipamentos, são consideradas mais próximas das condições de um modelo real.

6.3 Variação das Condições Operacionais do Sistema de Absorção no EES

A seguir são apresentados os resultados das simulações variando algumas condições como temperatura de evaporação, temperatura de condensação, concentração de amônia na entrada do condensador e temperatura do gerador, realizadas no programa elaborado no EES.

A Fig. (6.5) ilustra o *COP* de um sistema de refrigeração por absorção $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, em função das temperaturas de condensação e de evaporação, fixando a concentração de amônia na entrada do condensador em 0,998.

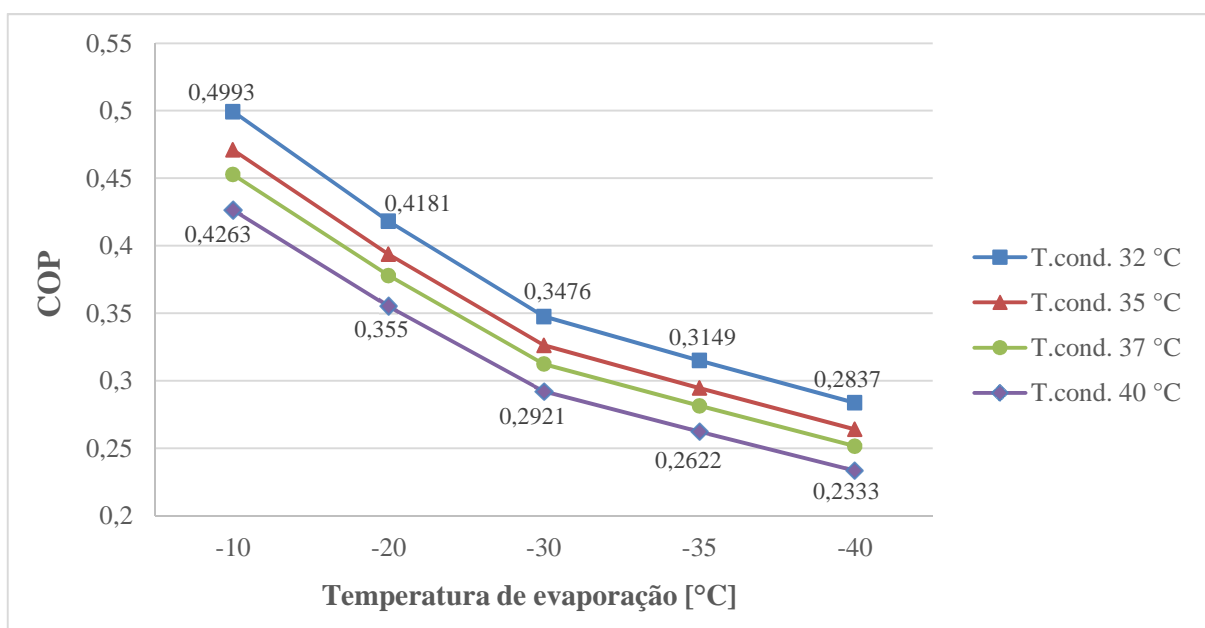


Figura 6.5: Variação do *COP* em função da temperatura de evaporação e condensação

Pela Fig.(6.5) pode-se perceber as variações do *COP* de um sistema de refrigeração por absorção em relação à temperatura de evaporação e de condensação. A variação do *COP* entre a faixa de temperaturas de evaporação de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ para uma temperatura de condensação fixada em $32\text{ }^{\circ}\text{C}$, ficou em 43,1%, e para uma temperatura de condensação de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, ficou em 45,2%. A variação do *COP* entre a faixa de temperaturas de condensação de $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ para uma temperatura de evaporação fixa em $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, ficou em 17,7%, e para a temperatura de evaporação de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, foi de 14,6%. Portanto observa-se que os sistemas de refrigeração por absorção amônia/água analisados neste estudo, possuem o *COP* mais sensível às variações na temperatura de evaporação que às variações relacionadas à temperatura de condensação.

A Fig. (6.6) ilustra a variação da taxa de massa da solução de $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ no absorvedor de um sistema de refrigeração por absorção, em função das temperaturas de condensação e de evaporação, fixando a concentração de amônia na entrada do condensador em 0,998.

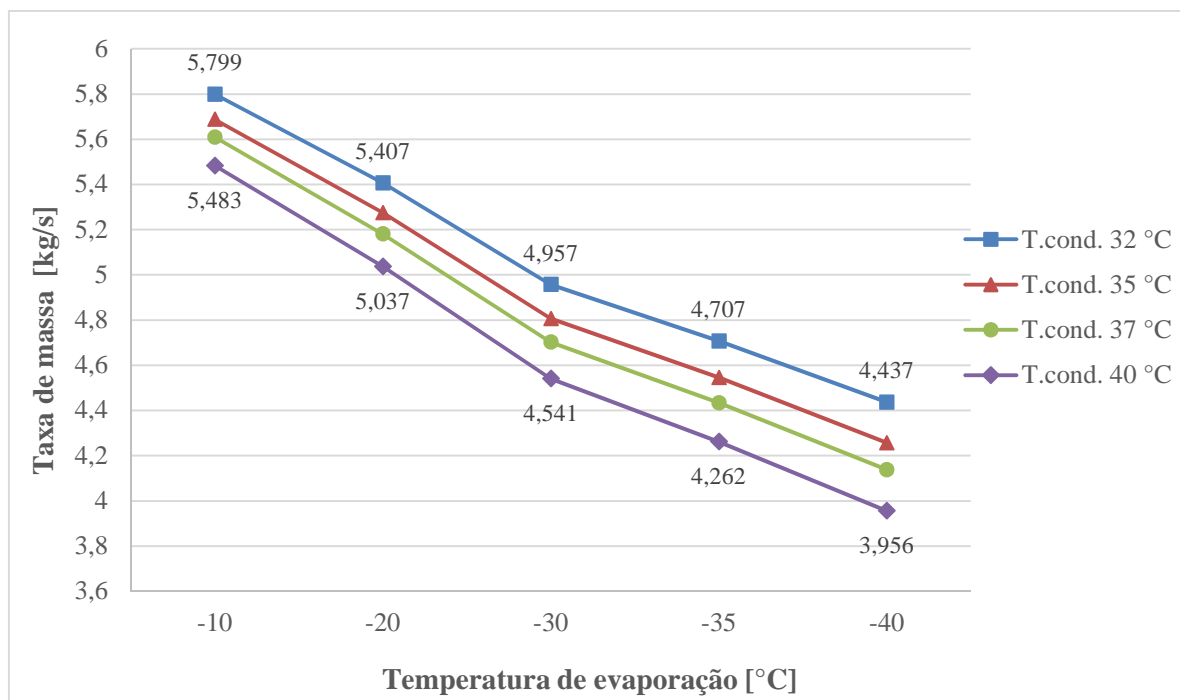


Figura 6.6: Variação da taxa de massa da solução $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ em função da temperatura de evaporação e condensação

Observando a Fig.(6.6) pode-se verificar as variações da taxa de massa no absorvedor de um sistema de refrigeração por absorção, em função da temperatura de evaporação e de condensação. A variação da taxa de massa ficou em 23,5%, entre a faixa de temperaturas de evaporação de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, com temperatura de condensação fixa em $32\text{ }^{\circ}\text{C}$. Para a

mesma faixa de temperaturas de evaporação, com temperatura de condensação fixa em 40 °C, esta variação ficou em 27,8%. Analisando a variação da taxa de massa entre a faixa de temperaturas de condensação de 32 °C a 40 °C, porém com a temperatura de evaporação fixa em -40 °C, a variação foi de 10,8%. Para esta mesma faixa de temperaturas de condensação, porém com temperatura de evaporação fixa em -10 °C, esta variação ficou em 5,4%. Portanto, observou-se que os sistemas de refrigeração por absorção amônia/água analisados neste estudo necessitam de taxas de massa maiores no absorvedor, quando projetados para operarem com temperaturas de evaporação maiores. Também é nesta mesma condição que as variações da temperatura de condensação exercem menor influência ao sistema.

A Fig. (6.7) ilustra a variação da potência da bomba de solução de um sistema de refrigeração por absorção, em função das temperaturas de condensação e de evaporação, fixando a concentração de amônia na entrada do condensador em 0,998.

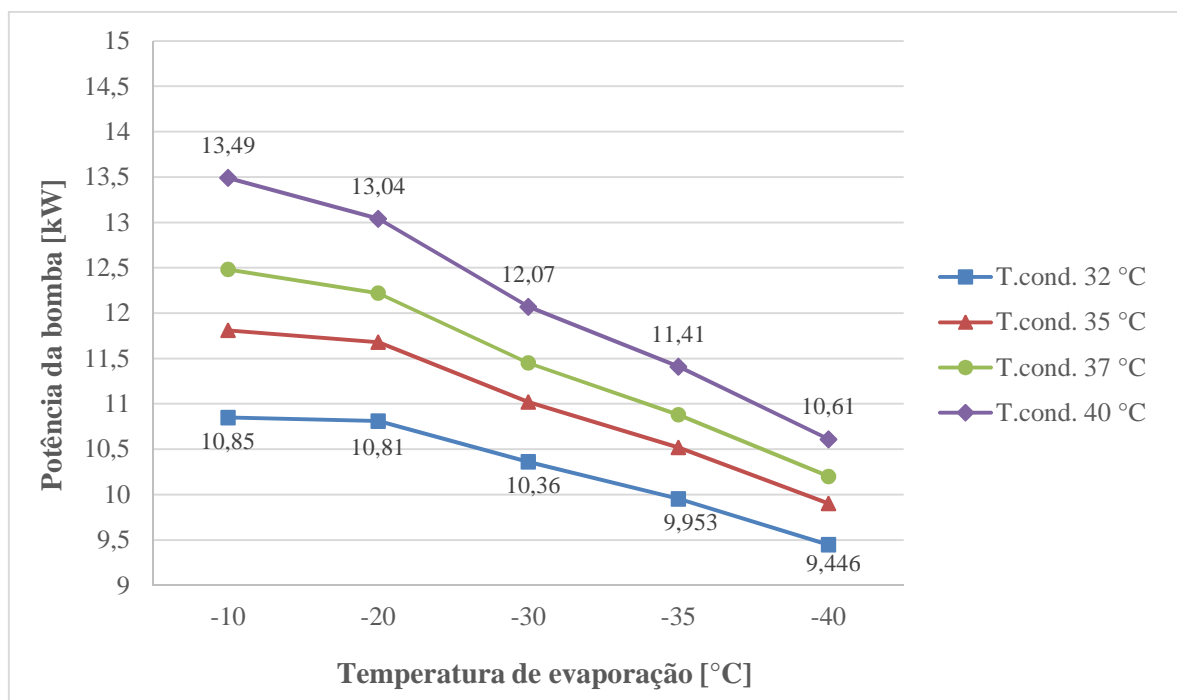


Figura 6.7: Potência da bomba em função da temperatura de evaporação e condensação

Através da Fig. (6.7) pode-se verificar a variação da potência da bomba de solução do sistema de refrigeração por absorção em função das variações da temperatura de evaporação e condensação. A variação de potência da bomba ficou em 12,9%, entre a faixa de temperaturas de evaporação de -40 °C a -10 °C, com temperatura de condensação fixa em 32 °C. Para a mesma faixa de temperaturas de evaporação, com temperatura de condensação fixa em 40 °C, esta variação ficou em 21,3%. Analisando a variação de potência da bomba entre a faixa de

temperaturas de condensação de 32 °C a 40 °C, porém com a temperatura de evaporação fixa em -40 °C, a variação foi de 11%. Para esta mesma faixa de temperaturas de condensação, porém com temperatura de evaporação fixa em -10 °C, esta variação ficou em 19,5%. Portanto observou-se que os sistemas de refrigeração por absorção amônia/água analisados neste estudo necessitam de maiores potências na bomba de solução quando o sistema for projetado para operar com temperaturas de evaporação maiores. É nesta mesma situação que as variações da temperatura de condensação exercem maior influência ao sistema.

A Fig. (6.8) ilustra o *COP* de um sistema de refrigeração por absorção NH₃/H₂O, em função das temperaturas de evaporação e das concentrações de amônia na entrada do condensador, fixando a temperatura de condensação em 32 °C.

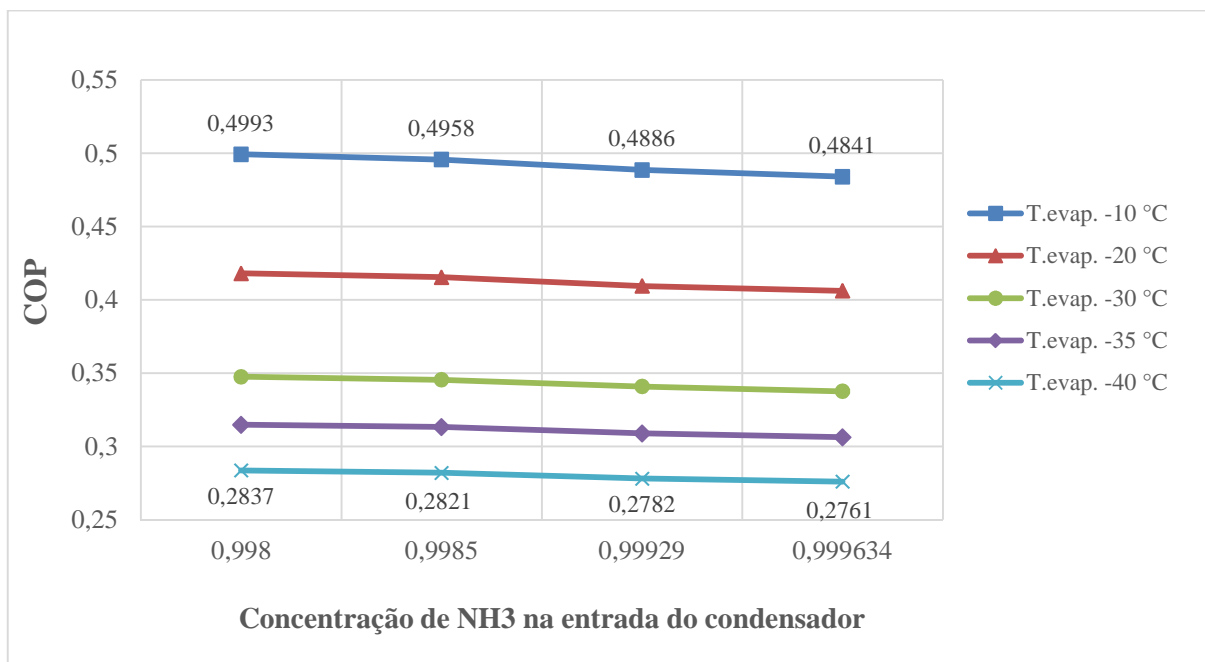


Figura 6.8: Variação do *COP* em função da concentração de NH₃ e da temperatura de evaporação

Através da Fig. (6.8) pode-se verificar a variação do *COP* do sistema de absorção em função das variações da concentração de amônia na entrada do condensador e da temperatura de evaporação. A variação do *COP* ficou em 2,7%, entre a faixa de concentração de amônia de 0,998 a 0,999634, com temperatura de evaporação fixa em -40 °C. Para a mesma faixa de concentração de amônia, com temperatura de evaporação fixa em -10 °C, esta variação ficou na ordem de 3%. Analisando a variação do *COP* entre a faixa de temperaturas de evaporação de -40 °C a -10 °C, porém com a concentração de amônia na entrada do condensador fixa em 0,998, a variação foi de 43,2%. Para esta mesma faixa de temperatura de evaporação, porém

com a concentração fixa agora em 0,999634, esta variação ficou em 43%. Portanto para as faixas de concentrações analisadas, observou-se que a variação da concentração da amônia na entrada do condensador apresenta pequena influência sobre o *COP* do sistema, quando comparado com a grande influência exercida pela temperatura de evaporação. A consideração de um índice de concentração de amônia muito elevado na entrada do condensador é um fator bastante complicado na prática, pois necessita de um bom dimensionamento da coluna de retificação na saída do gerador e de um retificador de alta eficiência, os quais necessitam rejeitar uma quantidade grande de calor para o sistema das torres de arrefecimento, as quais necessitam de maiores quantidades de água para realizar esta troca térmica. Percebe-se também que quanto maior a concentração de amônia considerada na entrada do condensador, menores serão as variações do *COP* relacionadas ao sistema.

A Fig. (6.9) ilustra o *COP* de um sistema de refrigeração por absorção $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, em função das temperaturas de condensação e das concentrações de amônia na entrada do condensador, fixando a temperatura de evaporação em $-10\text{ }^\circ\text{C}$.

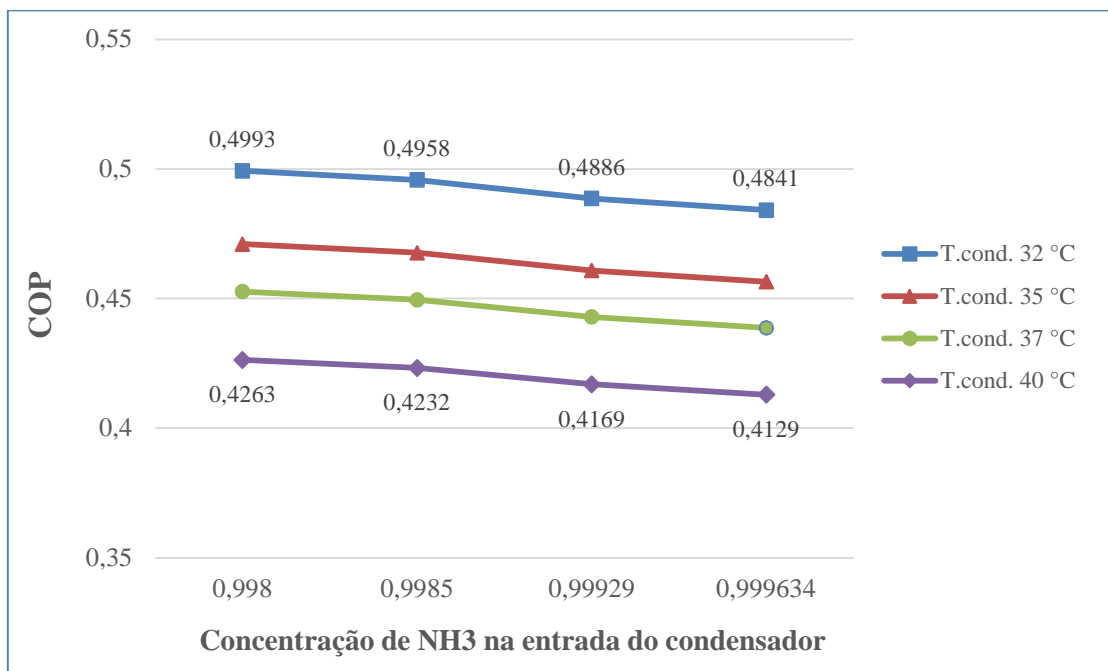


Figura 6.9: Variação do *COP* em função da concentração de NH_3 e a temperatura de condensação para $T_{\text{evap.}} -10\text{ }^\circ\text{C}$

Na Fig. (6.9) pode-se verificar a variação do *COP* do sistema de absorção em função das variações da concentração de amônia na entrada do condensador e da temperatura de condensação. A variação do *COP* ficou em 3%, entre a faixa de concentração de amônia de

0,998 a 0,999634, com temperatura de condensação fixa em 32 °C. Agora para a mesma faixa de concentração de amônia, com temperatura de condensação fixa em 40 °C, esta variação ficou em 3,1%. Analisando a variação do *COP* entre a faixa de temperaturas de condensação de 32 °C a 40 °C, com a concentração de amônia na entrada do condensador fixa em 0,998, a variação foi de 14,6%. Para esta mesma faixa de temperaturas de condensação, para uma concentração fixa em 0,999634, esta variação ficou em 14,7%. Portanto, para as faixas de concentrações analisadas, observou-se que a variação da concentração da amônia na entrada do condensador apresenta pequena influência sobre o *COP* do sistema, quando comparada à influência exercida pela temperatura de condensação.

A Fig. (6.10) mostra a distribuição da taxa de calor nos componentes do sistema de refrigeração por absorção em função das concentrações de amônia na entrada do condensador, onde foi fixada a taxa de calor na entrada no gerador em 1.834 kW, a temperatura de condensação em 35 °C e a de evaporação em -10 °C.

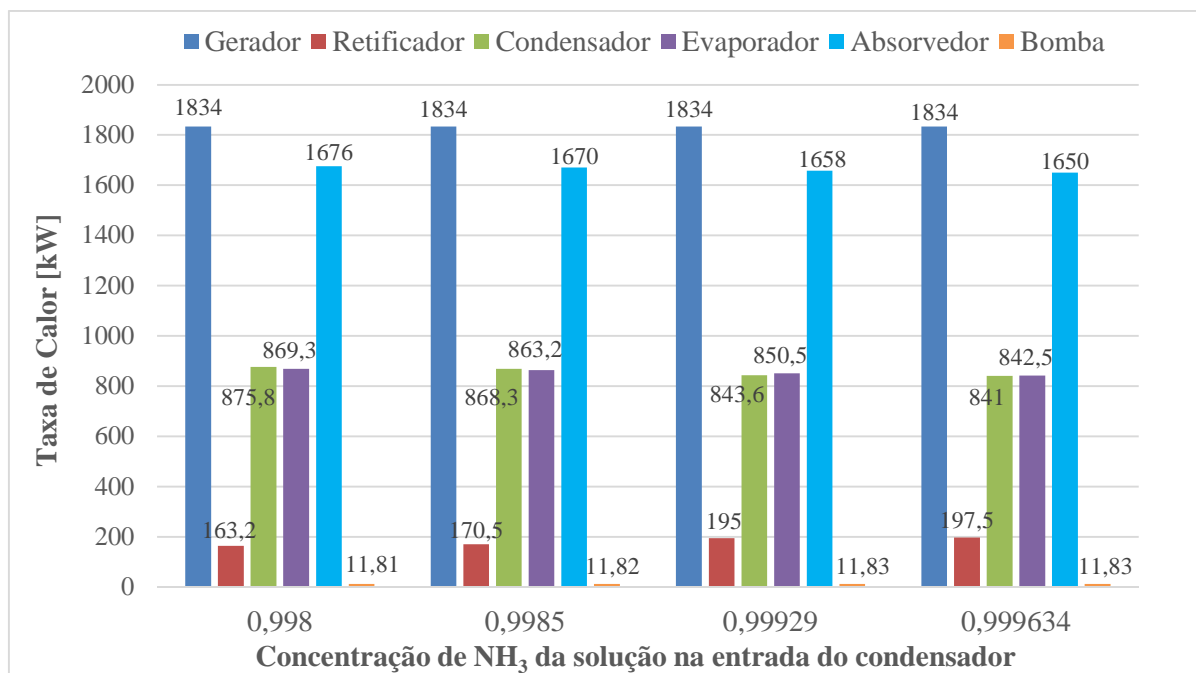


Figura 6.10: Taxa de calor por componente em função da concentração de NH₃

Observando a Fig. (6.10) pode-se verificar que a potência da bomba de solução para todas as concentrações analisadas praticamente não sofreu variação. No absorvedor, a taxa de calor rejeitado, diminui à medida que a concentração de amônia na entrada do condensador aumenta. A variação da taxa de calor rejeitado no absorvedor entre a faixa mínima e a máxima das concentrações de amônia analisadas foi de 1,5%. No evaporador, a taxa de calor

absorvido diminuí com o aumento da concentração de amônia na entrada do condensador. A variação da taxa de calor absorvido no evaporador entre as faixas de mínimo e máximo das concentrações de amônia analisadas foi de 3%. No condensador, a taxa de calor rejeitado diminuiu com o aumento da concentração de amônia na entrada do condensador. A variação da taxa de calor rejeitado no condensador entre as faixas de mínimo e máximo das concentrações de amônia analisadas foi de 4%. No retificador, ocorre um aumento da taxa de calor rejeitado com o aumento da concentração de amônia na entrada do condensador. A variação do calor rejeitado no retificador entre as faixas de mínimo e máximo das concentrações de amônia analisadas foi de 17%. Portanto, percebe-se que o retificador é um componente importante do sistema de refrigeração por absorção amônia/água, pois é o responsável em garantir a concentração do fluido refrigerante que circula na instalação, a qual terá influência direta na capacidade frigorífica dos demais componentes, conforme ilustrado na Fig.(6.10).

A Fig. (6.11) mostra a temperatura mínima no gerador para acionar um sistema de refrigeração por absorção $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, em função da temperatura de evaporação, considerando a temperatura de condensação fixa em 35°C .

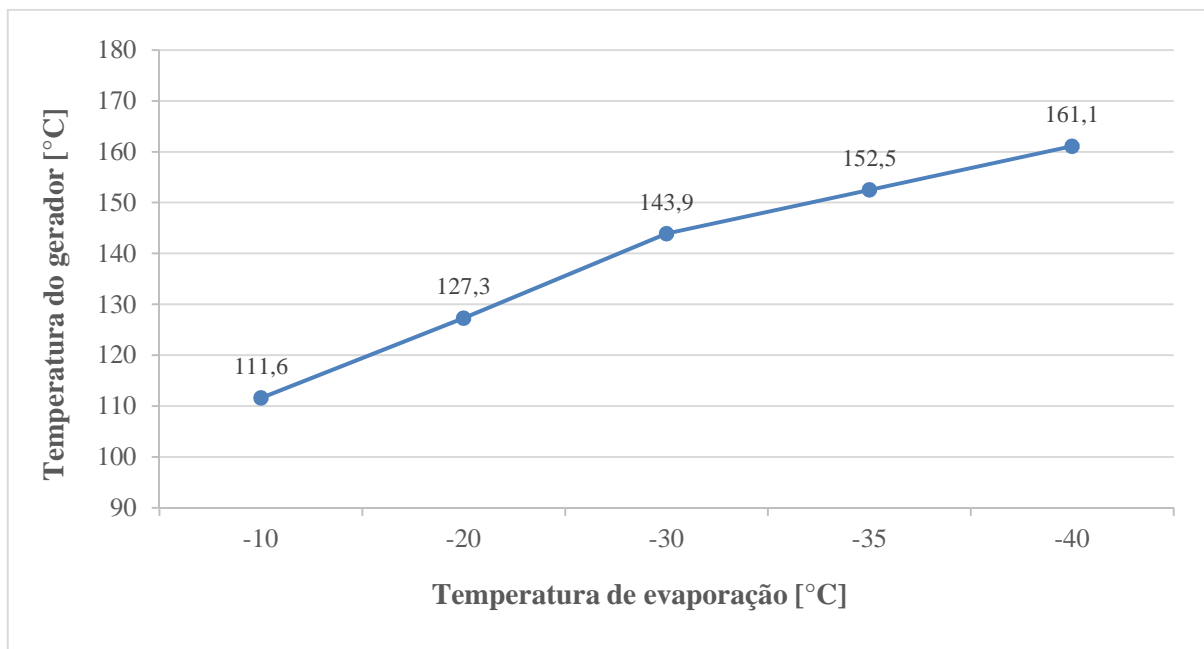


Figura 6.11: Temperatura do gerador em função da temperatura de evaporação para $T_{\text{cond.}} 35^\circ\text{C}$

Observando a Fig. (6.11) pode-se verificar a forte influência que a temperatura de evaporação exerce sobre a temperatura do gerador. A variação da temperatura do gerador na

Fig. (6.11) foi de 49,5 °C entre a faixa de temperaturas de evaporação de -40 °C a -10 °C. Portanto, no projeto de um sistema de refrigeração por absorção, é a temperatura de evaporação inerente à aplicação que define a temperatura necessária no gerador. Em sistemas de recuperação de calor, a temperatura disponível na fonte de recuperação é que definirá o nível de temperatura de evaporação que poderá estar disponível.

A Fig. (6.12) mostra a temperatura mínima no gerador para acionar um sistema de refrigeração por absorção $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ em função da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação. Foi verificado, através das simulações, que a variação na concentração de amônia na entrada do condensador não altera a temperatura do gerador. Logo, a temperatura do gerador sofre influência apenas das temperaturas de condensação e evaporação.

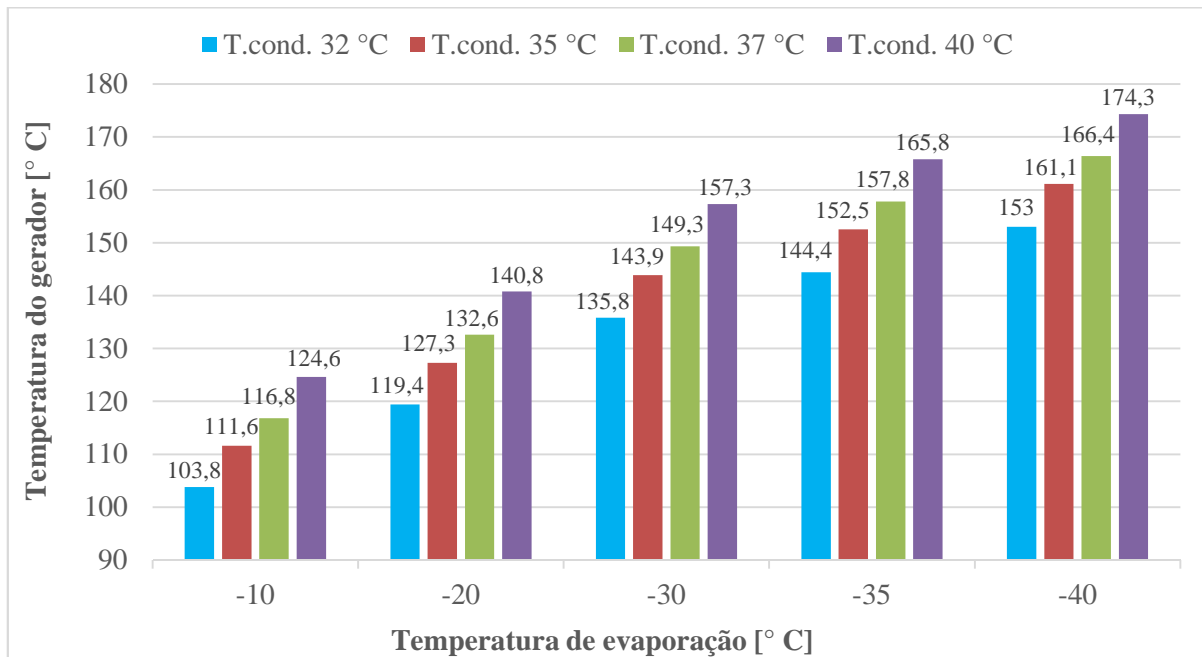


Figura 6.12: Temperatura do gerador em função das temperaturas de evaporação e condensação

Pela Fig. (6.12) pode-se observar as variações dos níveis de temperatura do gerador necessários para acionar um sistema de refrigeração por absorção amônia/água em função das temperaturas de evaporação e condensação. Analisando a temperatura de evaporação de -40 °C por exemplo, observa-se que, se a temperatura de condensação for de 40 °C, a temperatura necessária para acionar o gerador será de 174,3 °C e que, se a temperatura de condensação for reduzida para 32 °C, a temperatura do gerador poderá ser de 153 °C. Analisando agora para a

temperatura de evaporação de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, observa-se que, para a temperatura de condensação de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, a temperatura do gerador é de $124,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ e quando a temperatura de condensação é rebaixada para $32\text{ }^{\circ}\text{C}$, a temperatura do gerador pode ser de $103,8\text{ }^{\circ}\text{C}$. Portanto, observa-se que a temperatura do gerador em um projeto de refrigeração por absorção amônia/água é definido através das temperaturas de evaporação e condensação. Para projetos de sistemas de refrigeração por absorção acionados por recuperação de calor, as informações da Fig. (6.12) são importantes para a verificação dos níveis de temperatura disponíveis na fonte de calor que se pretende recuperar, para definir as temperaturas de evaporação e condensação mais adequadas ao projeto.

6.4 Resultados das Simulações do Caso 1 – Recuperação dos gases de exaustão

As simulações do caso 1 foram realizadas na plataforma do IPSEpro® versão 4.0. Os dados simulados no programa são dados reais da planta industrial apresentados neste trabalho e os parâmetros usados para o sistema de absorção são idênticos aos utilizados pela ASHRAE para simulações de sistemas de absorção, conforme Tab. (5.1).

A Fig.(6.13) ilustra a simulação realizada no IPSEpro® fixando a vazão dos gases de exaustão em $160.000\text{ m}^3/\text{h}$ e os parâmetros da Tab. (4.1) exceto temperatura de evaporação.

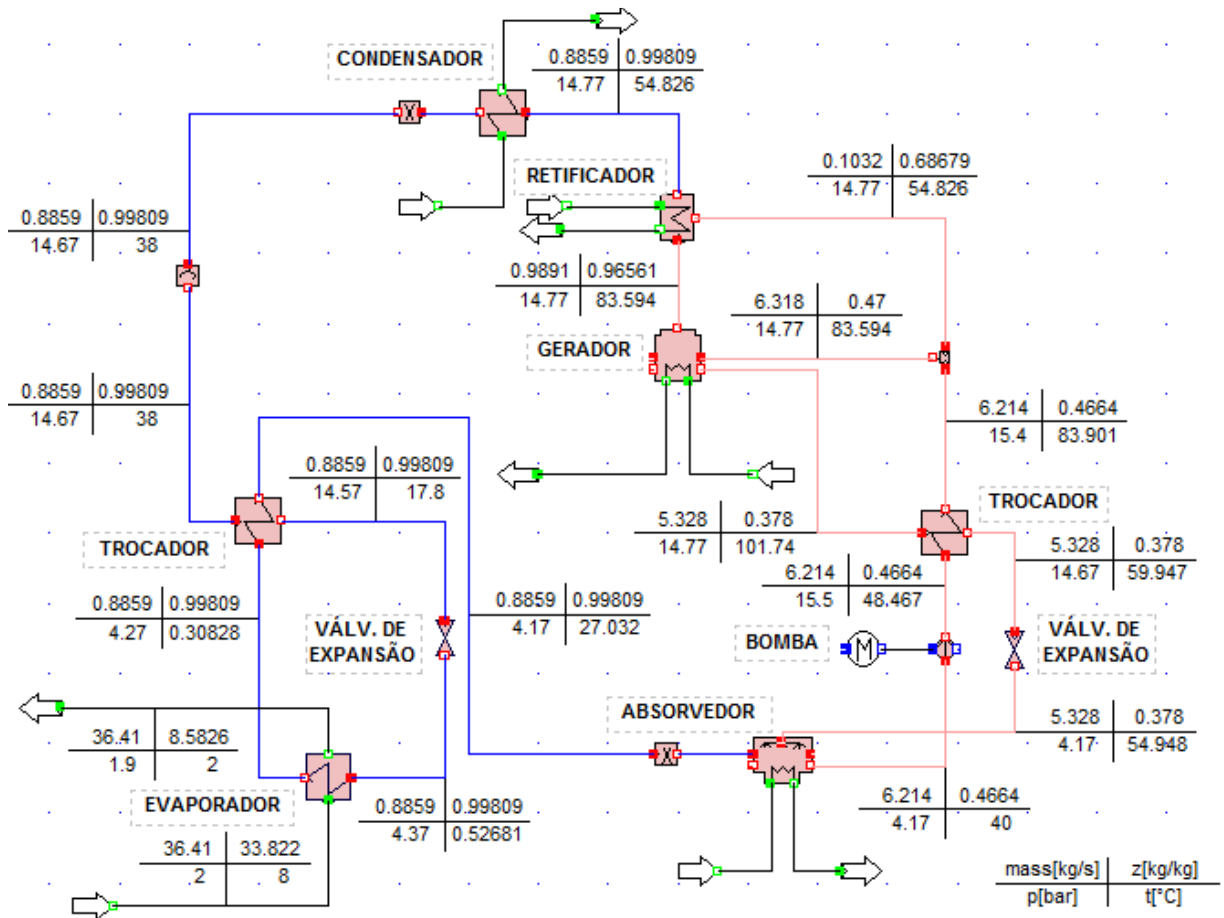


Figura 6.13: Simulação no IPSEpro® do Caso -1

Tabela 6.3: Resultados da Simulação no IPSEpro® do Caso -1

Solução do Sistema	Amônia/água	Unidade
\dot{Q} Gerador	1834,00	kW
\dot{Q} Absorvedor	1561,34	kW
\dot{Q} Evaporador	918,99	kW
\dot{Q} Condensador	928,96	kW
COP	0,495	[-]

A Tab. (6.3) mostra o resultado da simulação realizada no IPSEpro® da Fig. (6.13). O *COP* para esta aplicação foi de 0,495 sendo este valor menor que o caso simulado com os parâmetros da ASHRAE, que foi de 0,518. A variação do *COP* foi de 4,4%. Esta variação é devido à diferença na temperatura de evaporação, onde para o caso da Fig. (6.13) a temperatura de evaporação considerada foi de 0,5 °C para atender a demanda de água gelada a 2 °C dos processos produtivo da empresa, e no caso da ASHRAE foi considerada de 5 °C. A taxa de calor de entrada considerada no gerador foi de 1.834 kW, que é a energia térmica

disponível nos gases de exaustão da caldeira para a vazão nominal do exaustor que é de 160.000 m³/h.

A Fig. (6.14) mostra a variação da taxa de massa de água gelada pelo sistema de refrigeração por absorção em função da variação da vazão dos gases de exaustão da caldeira.

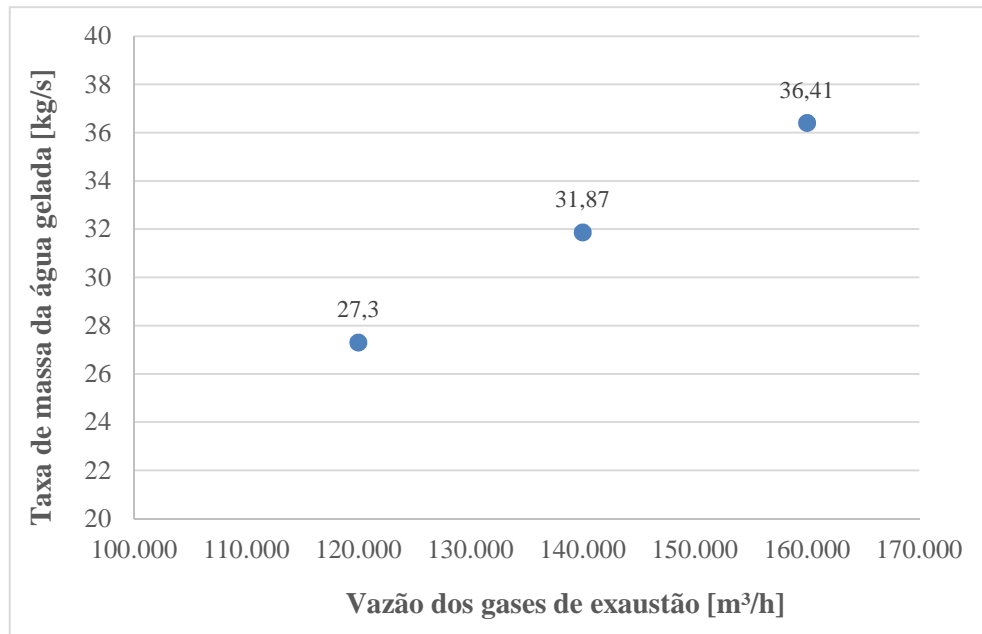


Figura 6.14: Taxa de massa da água gelada em função da vazão do exaustor

Pela Fig.(6.14) pode-se verificar uma variação de 25 % entre a mínima e a máxima vazão dos gases de exaustão da caldeira, onde percebe-se que a variação de água gelada do sistema de absorção é de mesma ordem.

Após a simulação, foi realizada uma análise econômica, onde comparou -se as potências absorvidas no evaporador de um sistema de refrigeração por absorção em relação a um sistema de refrigeração por compressão com *COP* igual a 3. A taxa de calor no evaporador do sistema de refrigeração por absorção foi de 918,99 kW, fixando a vazão dos gases de exaustão em 160.000 m³/h. A redução referente à economia de energia elétrica conseguida nos compressores de refrigeração da empresa representa 1,7%, que proporcionará uma economia mensal de R\$ 33.892,94. Foram considerados 22 dias de produção por mês e o custo da energia elétrica de R\$ 0,1968/kWh, conforme relatórios da empresa. Nesta análise foi considerada uma TMA (taxa mínima de atratividade) de 15,7%, estando dividida entre a inflação projetada para o período de 4,3% e de 11,4% o custo do capital. O valor do capital investido foi de R\$ 1.300.000,00 referente à aquisição dos equipamentos e mão de obra de instalação. A TIR (taxa interna de retorno) ficou em 16%, o VPL (valor presente líquido) foi de R\$ 644.000,00 (para um período de 10 anos) e o *payback* (tempo de retorno do

investimento) foi de 5,87 anos ou 70 meses. Com relação aos custos de manutenção, foram descontados 5% dos ganhos anuais do projeto.

A Fig.(6.15) ilustra o fluxo de caixa realizada para a simulação do caso 1 para um período de 10 anos. Percebe –se que a partir do 6º ano o empreendimento começa a gerar fluxo de caixa positivo.

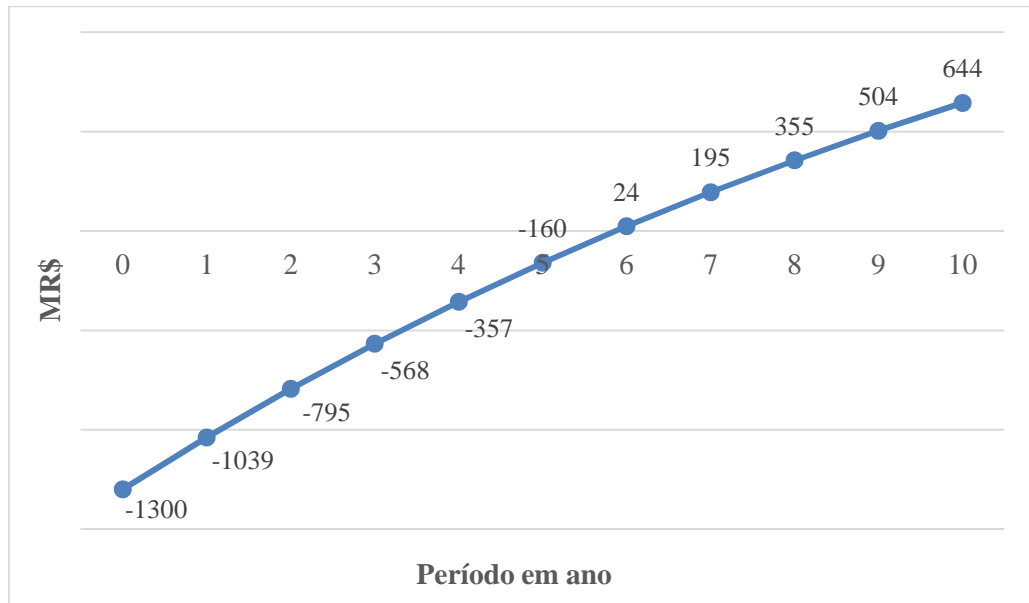


Figura 6.15: Fluxo de caixa da simulação do caso 1

6.5 Resultados das Simulações do Caso 2 – Sistema de absorção acionado por vapor

As simulações do caso 2 foram realizadas também na plataforma do IPSEpro® versão 4.0. Os dados simulados no programa são dados reais da planta industrial apresentados neste trabalho e os parâmetros para simulação do sistema de absorção são baseados na ASHRAE, conforme Tab. (5.2).

A Fig. (6.16) ilustra a simulação realizada para um sistema de refrigeração por absorção acionado pelo vapor d'água produzido pela caldeira, com taxa de massa fixa em 10.000 kg/h e os demais parâmetros da Tab. (5.1), exceto temperatura de evaporação.

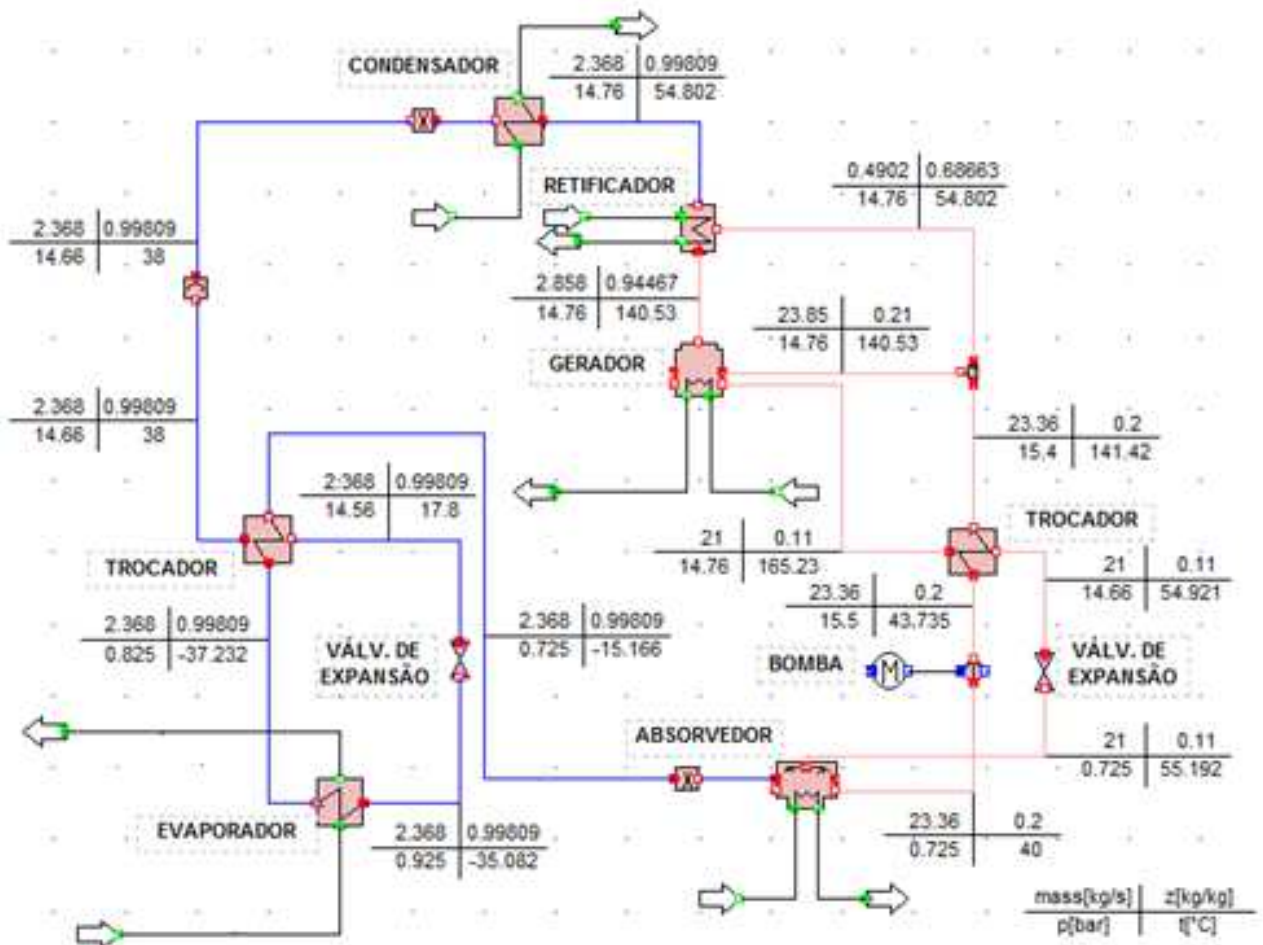


Figura 6.16: Simulação no IPSEpro® do Caso -2

A Tab. (6.4) mostra o resultado da simulação realizada no IPSEpro®, da Fig. (6.16). O *COP* para esta aplicação foi de 0,245 sendo este valor menor que o caso simulado com os parâmetros da ASHRAE, que foi de 0,518.

Tabela 6.4: Resultado da Simulação no IPSEpro® do Caso -2

Solução do Sistema	Amônia/água	Unidade
\dot{Q} Gerador	6543,96	kW
\dot{Q} Absorvedor	5215,97	kW
\dot{Q} Evaporador	1621,76	kW
\dot{Q} Condensador	1812,18	kW
COP	0,245	[-]

A variação do *COP* foi de 52,7%. Esta variação é devido à grande diferença da temperatura de evaporação, onde no caso da Fig. (6.16) é considerada de -35 °C para atender a demanda dos túneis de congelamento da indústria, e no caso da ASHRAE foi considerada de 5 °C. Este *COP* é baixo por tratar –se de um sistema de simples efeito. Sistemas de absorção de duplo efeito possuem *COP* melhores, mas não são abordados neste trabalho. A taxa de calor de entrada considerada no gerador foi de 6.543 kW, equivalente à parcela de vapor produzido pela caldeira para acionar o sistema de absorção com taxa de massa de 10.000 kg/h e o restante será utilizado para atender a demanda de aquecimento da indústria.

A Fig. (6.17) mostra a variação da taxa de calor no evaporador do CRA em função da taxa de massa do vapor produzido pela caldeira para acionar o sistema de refrigeração por absorção.

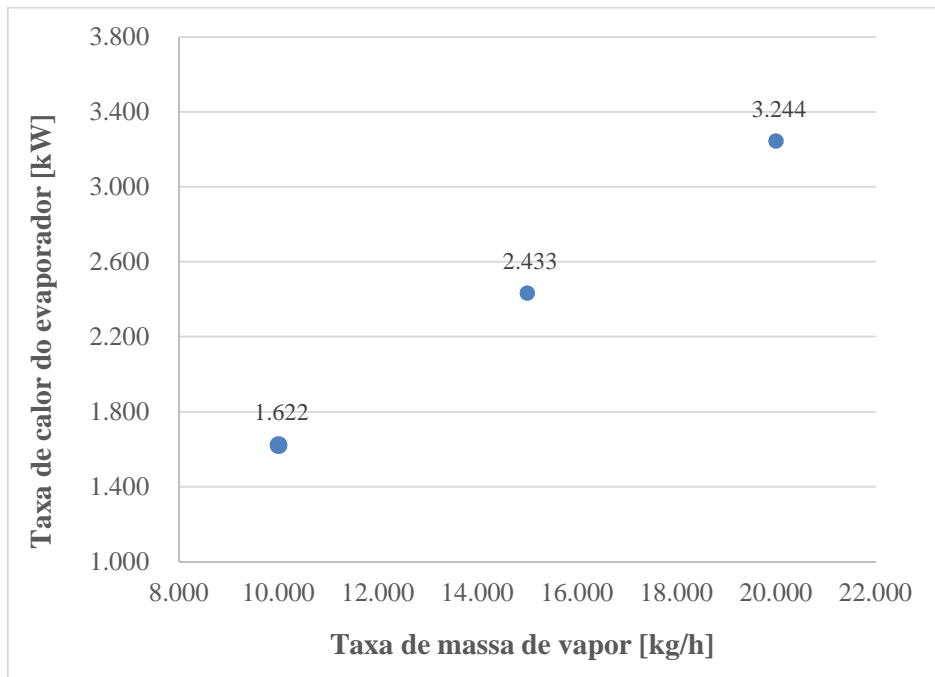


Figura 6.17: Análise da taxa de calor do evaporador em função da taxa de massa de vapor

Pela Fig.(6.17) pode-se verificar que a taxa de calor no evaporador do sistema de refrigeração varia na mesma ordem que a produção de vapor da caldeira, considerando em ambos os casos o mesmo rendimento térmico na caldeira.

Após as simulações, foram realizadas as análises econômicas, onde foram comparadas as taxas de calor no evaporador do sistema de refrigeração por absorção e um sistema de refrigeração por compressão, com *COP* igual a 1,3. A taxa de calor no evaporador do sistema de refrigeração por absorção foi de 1.622 kW, para um acionamento a vapor fixado em 10.000 kg/h. A redução referente à economia de energia elétrica conseguida nos compressores de

refrigeração da empresa representa 7%, a qual proporcionará uma economia líquida mensal de R\$ 101.498,47. Neste valor já foi considerado o aumento no gasto com lenha que foi de 18,9%, uma melhora de 5,5% no rendimento da caldeira e também um aumento na produção de energia elétrica do gerador de 33%.

Os dias de produção por mês, o custo da energia elétrica, custo de manutenção e a TMA, são idênticos ao utilizados no caso 1. O valor do capital investido foi considerado R\$ 4.113.400,00 referente à aquisição dos equipamentos e instalação. A TIR ficou em 15,5 %, o VPL foi de R\$ 1.783.000,00 e o *payback* foi de 6,18 anos (74 meses).

Para a situação com taxa de massa do vapor de 15.000 kg/h, a taxa de calor do evaporador pelo sistema de absorção foi de 2.433 kW. O valor do investimento ficou em R\$ 6.507.700,00 e a redução de energia elétrica nos compressores de refrigeração representa 10,5%, a qual proporcionará uma economia líquida mensal de R\$ 157.404,80. Neste valor já foi considerado o aumento no gasto com lenha que foi de 27,4%, uma melhora de 10,1% no rendimento da caldeira e também um aumento na produção de energia elétrica do gerador de 60%. A TIR ficou em 15,2% e o *payback* foi de 6,41 (77 meses). O VPL para esta situação foi de R\$ 2.558.000,00.

Para a situação com taxa de massa do vapor de 20.000 kg/h, a potência absorvida no evaporador pelo sistema de absorção foi de 3.244 kW. O valor do investimento ficou em R\$ 9.156.700,00 e a redução de energia elétrica nos compressores de refrigeração representa 14%, a qual proporcionará uma economia líquida mensal de R\$ 196.542,74. Neste valor já foi considerado o aumento no gasto com lenha que foi de 38,9%, uma melhora de 13,2% no rendimento da caldeira e também um aumento na produção de energia elétrica do gerador de 100%. A TIR para este caso foi de 13,6% e o *payback* de 7,61 anos (91 meses). O VPL para esta situação foi em R\$ 2.006.000,00.

A melhor das três situações analisadas para o caso 2 foi a com taxa de massa de vapor igual a 10.000 kg/h.

Nas análises econômicas, nenhuma das situações apresentaram TIR maior que a TMA, mas todas geram fluxo de caixa positivo para o período analisado de 10 anos. A situação para taxa de massa do vapor de 10.000 kg/h, o valor da TIR ficou igual ao da TMA, sendo assim, o retorno do investimento para esta situação, ocorrerá primeiro que nas demais.

A Fig.(6.18) ilustra o fluxo de caixa realizada para a situação simulada no caso 2 com taxa de massa do vapor de 10.000 kg/h.

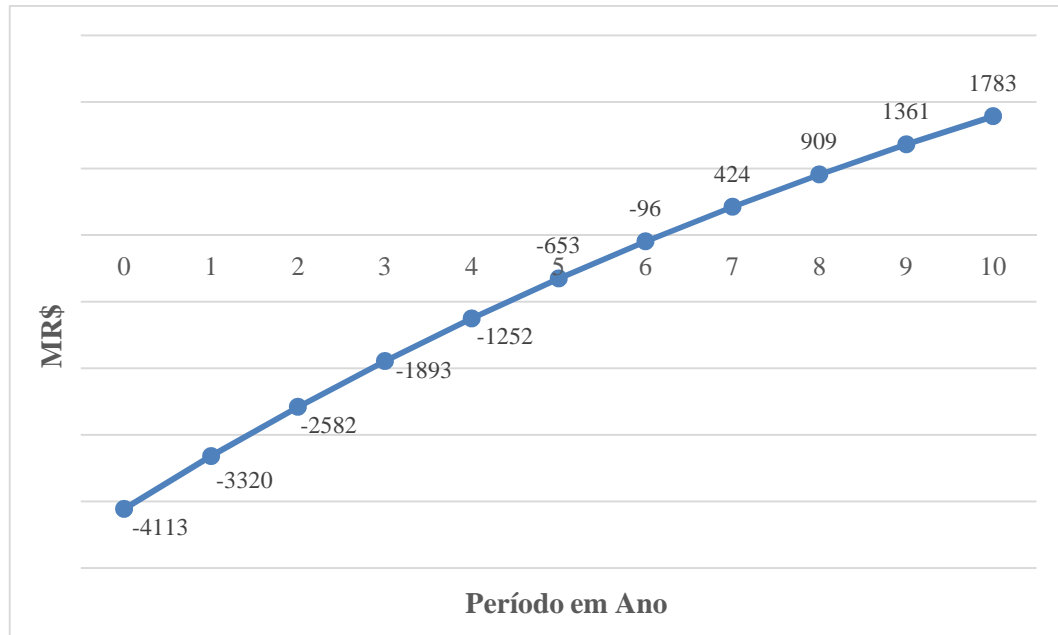


Figura 6.18: Fluxo de caixa da simulação do caso 2

Mediante as análises do caso 2, percebe-se que sistemas de refrigeração por absorção movidos por vapor d'água não são viáveis economicamente, pois os melhores resultados de retorno do investimento surgiram para o sistema com menor taxa de massa de vapor d'água. Logo, soluções como esta só são interessantes quando se tem disponível no processo de aquecimento uma certa quantidade de vapor ou outras utilidades de interesse seja priorizada, como por exemplo o rendimento da caldeira e a produção de eletricidade, e não somente o benefício pelo processo de refrigeração. Para tanto, sistemas de refrigeração por absorção de queima direta potencializam o aproveitamento energético disponível no combustível e não possuem grandes diferenças no custo de aquisição, quando comparados com sistemas movidos por vapor d'água.

6.6 Resultados da Simulação do Caso 3 – Recuperação de calor dos gases de exaustão juntamente com sistema de absorção acionados por vapor

No caso 3 foram analisadas a combinação da melhor situação encontrada no caso 1 e no caso 2. A melhor situação apresentada no caso 1, foi para vazão volumétrica dos gases de exaustão de 160.000 m³/h, para acionar um sistema de resfriamento de água. A situação escolhida do caso 2 para compor o caso 3, foi a situação que utilizou o excedente de vapor da caldeira de 10.000 kg/h.

Na análise econômica, considerou-se o percentual de economia de energia elétrica da situação do caso 1, o qual foi obtida comparando o ciclo de absorção a um sistema de refrigeração por compressão de vapor com *COP* igual a 3. Os percentuais de economia de energia elétrica encontrado no caso 2 foram comparados a um sistema de refrigeração por compressão de vapor com *COP* igual a 1,3. A economia de energia elétrica nos compressores de refrigeração adotados no caso 3 foi de 8,7%, a qual proporcionará uma economia líquida mensal de R\$ 135.391,41. Os dias de produção, custo da energia elétrica, custo de manutenção e TMA, foram adotados iguais aos utilizados nos casos anteriores. O valor do capital investido foi considerado de R\$ 5.368.700,00 referente à aquisição dos equipamentos e instalação. A TIR ficou em 15,7 %, o VPL foi de R\$ 2.443.000,00 e o *payback* se dará em 6,07 anos ou 73 meses.

A Fig.(6.19) ilustra o fluxo de caixa para um período de 10 anos, onde percebe-se que o empreendimento gera fluxo de caixa positivo, somente a partir do 7º ano, para este caso.

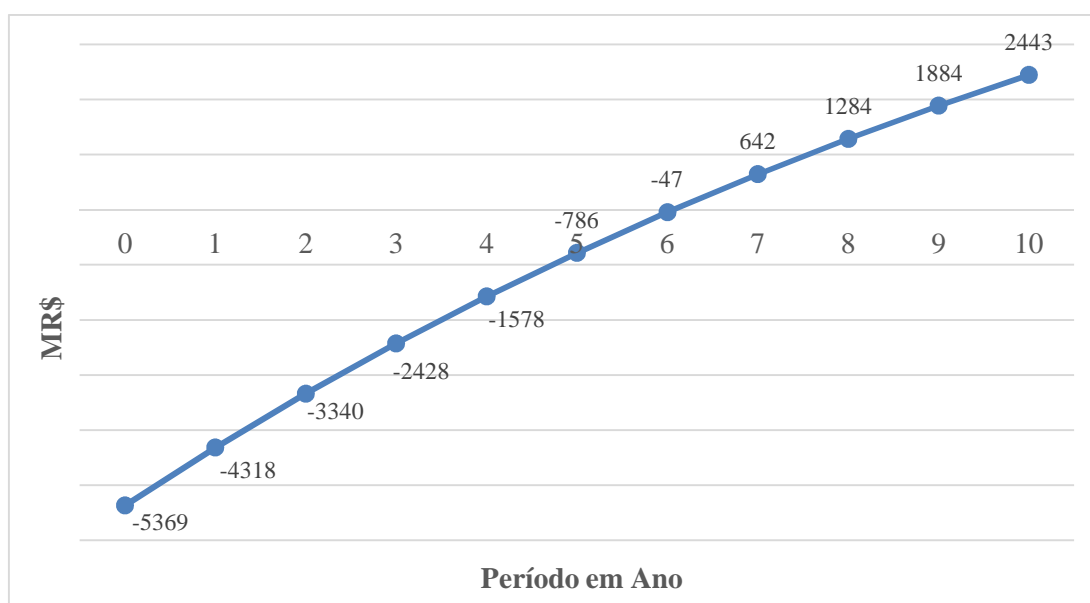


Figura 6.19: Fluxo de caixa da simulação do caso 3

6.7 Viabilidade do Projeto de Absorção

De acordo com os dados analisados da empresa referentes à disponibilidade dos rejeitos térmicos, preços da tarifa de energia elétrica e da lenha praticados pela empresa, conforme visto anteriormente, a melhor opção encontrada foi a apresentado no caso 3, com retorno do investimento em 73 meses. Nestas condições o projeto é considerado pela empresa

que disponibilizou os dados, inviável, pois atualmente esta empresa prioriza projetos com retorno entre 24 e 36 meses. Pensando nisso, foi realizada uma análise onde foram mantidos os valores dos investimentos considerados no caso 3 deste trabalho e variados os valores das tarifas de energia elétrica e o custo unitário da lenha, de maneira a conhecer os valores das tarifas em que seria viável para a empresa investir em um sistema de absorção, respeitando sua política atual de retorno de investimento.

Na Tab. (6.5) o preço da energia elétrica é mantido fixo e variado somente o preço unitário da lenha para 5 cenários diferentes.

Tabela 6.5: Análise de projeto do caso 3, com variação do preço da lenha

Preço do m ³ de Lenha	R\$ 42,39	R\$ 40,00	R\$ 35,00	R\$ 30,00	R\$ 25,00
Preço do kWh de Energia elétrica	R\$ 0,1968	R\$ 0,1968	R\$ 0,1968	R\$ 0,1968	R\$ 0,1968
Valor do Investimento	R\$ 5.368.700,00	R\$ 5.368.700,00	R\$ 5.368.700,00	R\$ 5.368.700,00	R\$ 5.368.700,00
Ganho líquido do Projeto (mensal)	R\$ 135.441,02	R\$ 141.330,51	R\$ 153.651,64	R\$ 165.972,76	R\$ 178.293,88
TIR	15,70 %	16,20 %	17,20%	18,10%	19,00%
VPL (10 anos)	R\$ 2.446.000,00	R\$ 2.803.000,00	R\$ 3.551.000,00	R\$ 4.298.000,00	R\$ 5.045.000,00
<i>Payback</i>	73 meses	69 meses	62 meses	56 meses	52 meses

Através da Tab. (6.5) pode-se perceber que, com a redução do valor da lenha em 41%, o ganho líquido do projeto aumenta em 31,6% e a taxa interna de retorno é incrementada em 3,3%. Portanto, percebe-se que a lenha exerce pouca influência no *payback* do projeto e que, mesmo no melhor cenário analisado (com *payback* de 52 meses), não atinge as expectativas de retorno estabelecidas pela empresa.

Na Tab. (6.6) o preço da lenha é mantido fixo e variado somente o preço da energia elétrica, onde são analisados 5 cenários diferentes.

Tabela 6.6: Análise de projeto do caso 3, com variação do custo da energia elétrica

Preço do kwh de Energia elétrica	R\$ 0,1968	R\$ 0,25	R\$ 0,30	R\$ 0,35	R\$ 0,40
Preço do m ³ de Lenha	R\$ 42,39	R\$ 42,39	R\$ 42,39	R\$ 42,39	R\$ 42,39
Valor do Investimento	R\$ 5.368.700,00	R\$ 5.368.700,00	R\$ 5.368.700,00	R\$ 5.368.700,00	R\$ 5.368.700,00
Ganho líquido do Projeto (mensal)	R\$ 135.441,02	R\$ 200.392,94	R\$ 261.363,22	R\$ 322.333,50	R\$ 383.303,78
TIR	15,70 %	20,50%	23,80%	26,50%	28,8%
VPL (10 anos)	R\$ 2.446.000,00	R\$ 6.386.000,00	R\$ 10.084.000,00	R\$ 13.783.000,00	R\$ 17.481.000,00
<i>Payback</i>	73 meses	45 meses	33 meses	26 meses	22 meses

Através da Tab. (6.6) pode-se perceber que com o aumento do valor da energia em 34,4% (para tarifa de R\$ 0,30), o ganho líquido do projeto aumenta em 48,2% e a taxa interna de retorno é incrementada em 8,1%. Portanto, percebe-se que o valor da energia elétrica exerce forte influência, no *payback* de projetos de sistemas de absorção. Três dos cinco cenários analisados atingem as expectativas de retorno estabelecidas pela empresa.

Na Tab.(6.7) o preço da lenha e da energia elétrica são variados e analisados três cenários diferentes.

Tabela 6.7: Análise de projeto do caso 3, com variação no preço da lenha e da energia elétrica

Preço do kWh de Energia elétrica	R\$ 0,1968	R\$ 0,26	R\$ 0,34
Preço do m ³ de Lenha	R\$ 42,39	R\$ 30,00	R\$ 26,00
Valor do Investimento	R\$ 5.368.700,00	R\$ 5.368.700,00	R\$ 5.368.700,00
Ganho líquido do Projeto (mensal)	R\$ 135.441,02	R\$ 234.118,733	R\$ 350.528,08
TIR	15,70 %	22,90%	27,60%
VPL (10 anos)	R\$ 2.446.000,00	R\$ 8.978.000,00	R\$ 15.493.000,00
<i>Payback</i>	73 meses	36 meses	24 meses

São comparados na Tab. (6.7) os cenários da situação atual apresentado no caso 3 com *payback* de 73 meses e outros dois cenários com *payback* de 36 e 24 meses. Para o cenário com *payback* de 36 meses, foi necessário considerar um acréscimo de 24,3% no valor da energia elétrica e uma redução de 29,2% no custo unitário da lenha, para viabilizar o projeto de absorção aos padrões dos projetos estabelecidos pela empresa analisada. Este cenário de 36 meses apresentou incremento de 7,2% na taxa interna de retorno. Para o cenário com *payback* de 24 meses, nota-se que o acréscimo no valor da energia elétrica tem de ser de 42,1% e a redução no custo unitário da lenha terá de ser de 38,6%. O incremento na taxa interna de retorno para este caso é de 11,9%, sendo assim, um cenário mais difícil de ser atingido no Brasil, diferente do cenário apresentado com *payback* de 36 meses, que possui valores mais próximos da realidade energética.

7. CONCLUSÕES

Neste trabalho é apresentado um estudo através de simulação, referente ao uso de sistemas de refrigeração por absorção utilizando rejeito térmico. O estudo teve por objetivo analisar o uso da energia térmica disponível nos gases de exaustão da caldeira de uma indústria frigorífica para acionar o sistema de absorção responsável pela produção de água gelada. Outras simulações também foram realizadas, considerando o sistema de absorção acionados por vapor fornecido diretamente da saída da turbina, para o processo de refrigeração dos túneis de congelamento.

Para modelar os sistemas recorreu-se ao EES, que serviu de ferramenta para a análise de parâmetros do sistema de refrigeração por absorção usando equações de balanço mássico e energético. Utilizou-se uma rotina que continha as correlações necessárias para o cálculo das propriedades termodinâmicas da mistura de substâncias, neste caso da mistura de amônia e água. Com isso foi possível avaliar o desempenho do sistema de absorção de simples efeito e simular diversas condições de sua operação. Os resultados obtidos foram satisfatórios e tiveram uma boa aproximação em relação a sistemas modelados pela ASHRAE. Portanto, pode-se dizer que o modelo desenvolvido no EES permite descrever o comportamento de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito que utiliza o par $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. O estudo realizado sobre algumas variáveis do sistema de absorção permitiu revelar os impactos destas variáveis sobre o *COP* do sistema em análise. Conclui-se que a bomba de solução utilizada não vai ter uma influência significativa no *COP* do sistema em qualquer condição, não sendo portanto um elemento que necessite de melhoria para aumentar o desempenho do sistema.

Analisou-se também a influência da temperatura no gerador e a forma como ela afeta o *COP* do sistema. Percebeu-se que a temperatura do gerador tem forte influência com a temperatura de evaporação e que, quanto menor for a temperatura de evaporação, maior deverá ser a temperatura do gerador. A temperatura do gerador também poderá ser reduzida se a temperatura de condensação do sistema também for reduzida. A temperatura do gerador, portanto, apresenta uma faixa de operação em que maximiza o *COP* do sistema, pois a partir de um determinado valor, o aumento dessa temperatura não aumentará o *COP* da instalação, mas pelo contrário, tende a reduzir com o aumento da temperatura do gerador. Conforme verificado, para situações com temperaturas da fonte quente mais elevadas, deve-se utilizar sistemas de absorção de duplo efeito, os quais conseguem extrair um maior potencial energético das fontes de calor.

Conforme observado anteriormente, o caso 1 trata da recuperação de calor dos gases de exaustão, sem acréscimo de combustível e sem nenhum incremento na produção de energia elétrica. Os ganhos são considerados somente pela redução de potência dos compressores de refrigeração.

No caso 2 as simulações são realizadas para consumir a quantidade de vapor da caldeira que estaria “sobrando”, ou seja, é uma alternativa que faz a caldeira operar na sua capacidade nominal, a qual melhora significativamente o rendimento térmico da mesma, maximiza a produção de energia elétrica e o excedente de vapor, é utilizado para ativar o sistema de absorção dos túneis de congelamento, o que promove uma redução significativa na potência dos compressores de refrigeração. Neste caso o incremento do consumo de lenha e o alto custo dos equipamentos de absorção de grande porte, inviabilizam este tipo de aplicação, quando comparada ao caso anterior.

A situação apresentada no caso 3 é a melhor das configurações, pois considera a recuperação de calor dos gases de exaustão idêntica à do caso 1, usada para o resfriamento de água, mas também utiliza uma parcela de 10 ton/h de vapor da caldeira, para mover o sistema de absorção responsável pelos túneis de congelamento, a qual serve também para garantir a maximização da produção de vapor da caldeira, e assim melhorar o rendimento térmico e a produção de energia elétrica, promovendo uma melhor gestão dos recursos energéticos da planta.

A análise econômica mostrou que todas as aplicações são boas alternativas, pois apresentaram VPL positivo, mas a situação do caso 3 (água gelada e túneis) é a melhor, pois apresentou uma TIR igual à TMA, comprovando o potencial que os sistemas de refrigeração por absorção possuem na redução do consumo de energia elétrica em empresas que necessitam de grandes capacidades de refrigeração em seus processos, como é o caso das indústrias frigoríficas.

Contudo, considera-se que os objetivos traçados inicialmente neste trabalho foram alcançados, pois observa-se claramente os efeitos de algumas variáveis nos sistemas de absorção e que um estudo de simulação de um caso real deve sempre ser considerado antes, de maneira a contribuir na tomada de decisão relacionada às alterações que se mostrarem realmente efetivas, e que através da realização de uma análise econômica isto fica mais visível.

Para trabalhos futuros, sugere-se realizar um trabalho de forma experimental a fim de comparar os resultados do experimento com as simulações. Seria interessante realizar um estudo sobre a geração de entropia e a sua relação com as irreversibilidades de um sistema de

refrigeração por absorção. Uma análise destes parâmetros poderia ajudar a perceber quais os componentes do sistema que mais contribuem para as irreversibilidades e que, conseqüentemente, diminuem o desempenho do sistema. Os estudos também devem ser ampliados para sistemas de absorção água/brometo de lítio, pois muitos casos de recuperação de calor industrial poderiam ser realizados com menor nível de temperaturas da fonte. Um outro estudo mais aprofundado sobre os componentes responsáveis pela retificação do vapor de amônia seria um importante trabalho a ser realizado, visto que este elemento é um dos componentes mais importantes de um sistema de refrigeração por absorção amônia/água e atualmente existem poucos trabalhos publicados sobre o assunto.

REFERÊNCIAS

ARTECONI, A.; BRANDONI, C.; POLONARA, F. Distributed generation and trigeneration: Energy saving opportunities in Italian supermarket sector. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 1735-1743, 2009.

ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **Handbook – Fundamentals**. Atlanta: IP Edition, 2009.

ASDRUBALI, F.; GRIGNAFFINI, S. Experimental evaluation of the performance of a H₂O-LiBr absorption refrigerator under different service conditions. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, p. 489-497, 2005.

BASSOLS, J.; KUCKELKORN, B.; LANGRECK, J.; SCHNEIDER, R.; VEELKEN, H. Trigeneration in the food industry, **Applied Thermal Engineering**, v. 22, p. 595-602, 2002.

BRUNO, J.C.; ORTEGA-LOPEZ, V.; CORONAS, A. Integration of absorption cooling systems into micro gas turbine trigeneration systems using biogas: Case study of a sewage treatment plant. **Applied Energy**, v. 86, p. 837-847, 2009.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 5.ed.São Paulo: McGraw-Hill, 2006.

COGEN. Associação da Indústria de Cogeração de Energia. Cogeração e Mitigação GEE, 2010. Disponível em:< <http://www.cogensp.com.br>> Acesso em: 10/03/2014

COLONNA, P.; GABRIELLI, S. Industrial trigeneration using ammonia-water absorption refrigeration systems (AAR). **Applied Thermal Engineering**, v. 23, p. 381-396, 2003.

DIACONU, B. M.; VARGA, S.; OLIVEIRA, A. C. Numerical Simulation of a solar-assisted ejector air conditioning system with cold storage. **Energy**, v. 36, p. 1280-1291, 2011.

EDUCOGEN, **A Guide to cogeneration**. The European Association for the Promotion of Cogeneration. Publicado 01/03/2001. Disponível em:<www.cogen.org> Acessado em: 17/01/2014

GITMANN, L. **Princípios de administração financeira**. 7.ed. São Paulo: Harbra, 1997.

GÓMEZ, V. H.; VIDAL, A.; BEST, R.; GARCÍA-VALLADARES, O.; VELÁZQUEZ, N. Theoretical and experimental evaluation of an indirect-fired GAX cycle cooling system, **Applied Thermal Engineering**, v. 28, n.8-9, p. 975-987, 2008.

GOMRI, R. Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems. **Energy Conversion and Management**, v. 50, p. 1279-1287, 2009.

GOODELL, M. **Trigeneration Advantages for Commercial and Industrial Clients**. Trigeneration Technologies. Publicado 07/01/2007. Disponível em:< www.cogeneration.net> Acessado em: 07/03/2014

HAVELSKÝ, V. Energetic efficiency of cogeneration systems for combined heat, cold and power production. **International Journal of Refrigeration**, v. 22, p. 479-485, 1999.

HEROLD, K.E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A. **Absorption chillers and heat pumps**. Boca Raton: CRC Press, 1996.

HORUZ, I.; CALLANDER, T. M. S. Experimental investigation of a vapor absorption refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 27, p. 10-16, 2004.

IEA, *International Energy Agency*. **Industrial Excess Heat Recovery Technologies e Applications**. Publicado em 25/10/2010. Disponível em:<www.iea.org> Acessado em: 13/04/2014

IETS, *Industrial Energy-related Technologies and Systems*. **Industrial Excess Heat Recovery Technologies e Applications**. Publicado em 25/10/2010. Disponível em:<www.iea-industry.org> Acessado em: 17/04/2014

KANDLIKAR, S.G. A new absorber heat recovery cycle to improve COP of aqua-ammonia absorption refrigeration system. **ASHRAE Transactions**, v. 88, n. 2671, 1982.

KAVVADIAS, K.C., MAROULIS, Z.B. Multi-objective optimization of a trigeneration plant. **Energy Policy**, v. 38, p. 945-954, 2010.

KOROBITSYN, M.A. **New and Advanced Energy Conversion Technologies. Analysis of Cogeneration, Combined and Integrated Cycles.** Tese (Doutorado). Twente University, Enschede. 1998.

NAJJAR, Y.S.H. Gas turbine cogeneration systems: a review of some novel cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 20, p. 179-197, 2000.

ONOVWIONA H.I.; UGURSAL V.I. Residential cogeneration systems: Review of the current technology. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 10, n. 5, p. 389-431, 2006.

PARISE, J.A.R.; CASTILLO MARTÍNEZ, L.C.; MARQUES, R.P.; MENA, J.B.; VARGAS, J.V.C. A study of the thermodynamic performance and CO₂ emissions of a vapour compression bio-trigeneration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, p. 1411-1420, 2011.

ROOS, C.J. An Overview of Industrial Waste Heat Recovery Technologies for Moderate Temperatures Less Than 1000°F. **Washington State University Extension Energy Program, U.S. Department of Energy.** Olimpya, 2013.

SIMTECH. **IPSEpro.** Áustria: Simulations Technology, 2000.

SRIKHIRIN P., APHORNRATANA S., CHUNGPAIBULPATANA S. A review of absorption refrigeration technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 5, p. 343-372, 2001.

SUGIARTHA, N.; TASSOU, S.A.; CHAER, I.; MARRIOTT, D. Trigeneration in food retail: An energetic, economic and environmental evaluation for a supermarket application. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 2624-2632, 2009.

SZKLO, A.S.; SOARES, J.B.; TOLMASQUIM, M.T. Economic potential of natural gas-fired cogeneration in Brazil: Two case studies. **Applied Energy**, v. 67, n. 3, p. 245-263, 2000.

TEMIR, G.; BILGE, D.; Thermoeconomic analysis of a trigeneration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, n. 4, p. 2689-2699, 2004.

WANG, Y.; HUANG, Y.; ROSKILLY, A.P. Trigeneration integrated with absorption enhanced reforming of lignite and biomass. **Fuel**, v. 88, p. 2004-2010, 2009.

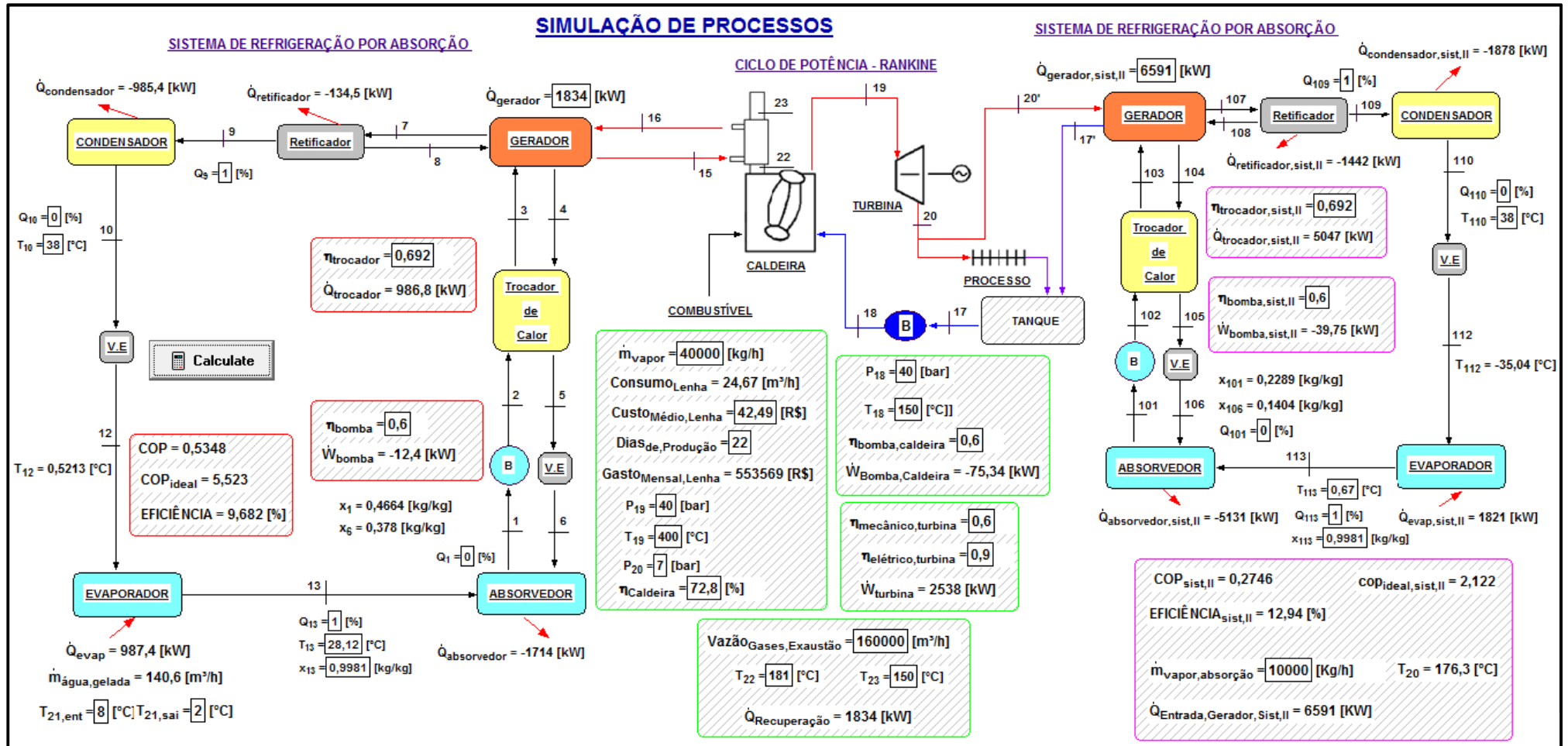
YORK, JOHNSON CONTROLS. **Building Efficiency**. Catálogos de sistemas de HVAC. Disponível em:< www.johnsoncontrols.com.br > Acessado em: 20/03/2014

ZHOU, Y. P.; WU, J. Y.; WANG, R. Z.; SHIOCHI, S. Energy simulation in the variable refrigerant flow air-conditioning system under cooling conditions. **Energy and Buildings**, v. 39, p. 212-220, 2007.

ZIHER, D.; POREDOS, A. Economics of a trigeneration system in a hospital. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, p. 680-687, 2006.

APÊNDICE A

Simulação do Caso 03 no EES



$bala = -1,550E-19$
 $COP = 0,5348$
 $cp_{22} = 1,021 \text{ [kJ/kg.K]}$
 $Dias_{de,Produção} = 22$
 $\eta_{bomba,caldeira} = 0,6$
 $\eta_{trocador} = 0,692$
 $h_{103liq} = 449,2 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{17} = 417,5 \text{ [kJ/kg]}$
 $\dot{m}_{vapor,absorção} = 10000 \text{ [kg/h]}$
 $p_{5e} = 1469 \text{ [kPa]}$
 $P_{20} = 7 \text{ [bar]}$
 $Q_{3e} = 0,1543 \text{ [%]}$
 $\dot{Q}_{condensador} = -985,4 \text{ [kW]}$
 $\dot{Q}_{gerador} = 1834 \text{ [kW]}$
 $\dot{Q}_{trocador} = 986,8 \text{ [kW]}$
 $s_{3e} = 1,844 \text{ [kJ/kg.K]}$
 $s_{19} = 6,769 \text{ [kJ/kg.K]}$
 $T_{3e} = 103,2 \text{ [°C]}$
 $T_{19} = 400 \text{ [°C]}$
 $T_{23} = 150 \text{ [°C]}$
 $v_{3liq} = 0,001285 \text{ [m}^3\text{/kg]}$
 $w_b = 4,068 \text{ [kJ/kg]}$
 $w_{ideal} = 1,248 \text{ [kJ/kg]}$
 $x_{105e} = 0,1404$

$bala_{sist,II} = 0$
 $COP_{ideal} = 5,523$
 $Custo_{Médio,Lenha} = 42,49 \text{ [R\$]}$
 $Dx = 0,08848$
 $\eta_{bomba,sist,II} = 0,6$
 $\eta_{trocador,sist,II} = 0,692$
 $h_{105e} = 79,02 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{18} = 632,3 \text{ [kJ/kg]}$
 $\dot{m}_{água,gelada} = 140,6 \text{ [m}^3\text{/h]}$
 $PCI = 2750 \text{ [kcal/kg]}$
 $P_{22} = 1 \text{ [bar]}$
 $Q_{3liq} = 0 \text{ [%]}$
 $\dot{Q}_{condensador,sist,II} = -1878 \text{ [kW]}$
 $\dot{Q}_{gerador,sist,II} = 6591 \text{ [kW]}$
 $\dot{Q}_{trocador,sist,II} = 5047 \text{ [kW]}$
 $s_{3liq} = 1,058 \text{ [kJ/kg.K]}$
 $s_{20} = 6,769 \text{ [kJ/kg.K]}$
 $T_{3liq} = 85,51 \text{ [°C]}$
 $T_{20} = 176,3 \text{ [°C]}$
 $v_{103e} = 0,02599 \text{ [m}^3\text{/kg]}$
 $v_{5e} = 0,001164 \text{ [m}^3\text{/kg]}$
 $\dot{W}_{bomba} = -12,4 \text{ [kW]}$
 $w_{ideal,sist,II} = 1,516 \text{ [kJ/kg]}$
 $x_{3e} = 0,4664$

$balm = 1,152E-19$
 $cop_{ideal,sist,II} = 2,122$
 $\Delta E = 1,182E-08 \text{ [J]}$
 $EFICIÊNCIA = 9,682 \text{ [%]}$
 $\eta_{Caldeira} = 72,8 \text{ [%]}$
 $Gasto_{Mensal,Lenha} = 553569 \text{ [R\$]}$
 $h_{3e} = 438,2 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{19} = 3213 \text{ [kJ/kg]}$
 $p_{103e} = 1469 \text{ [kPa]}$
 $P_{17} = 1 \text{ [bar]}$
 $Q_{103e} = 0,1911 \text{ [%]}$
 $Q_{5e} = -0,001$
 $\dot{Q}_{Entrada,Gerador,Sist,II} = 6591 \text{ [kW]}$
 $\dot{Q}_{Recuperação} = 1834 \text{ [kW]}$
 $s_{103e} = 2,741 \text{ [kJ/kg.K]}$
 $s_{5e} = 0,4831 \text{ [kJ/kg.K]}$
 $T_{103e} = 160,5 \text{ [°C]}$
 $T_{5e} = 41,08 \text{ [°C]}$
 $T_{21,ent} = 8 \text{ [°C]}$
 $v_{103liq} = 0,001237 \text{ [m}^3\text{/kg]}$
 $Vazão_{Gases,Exaustão} = 160000 \text{ [m}^3\text{/h]}$
 $\dot{W}_{Bomba,Caldeira} = -75,34 \text{ [kW]}$
 $w_{real} = 2,079 \text{ [kJ/kg]}$
 $x_{5e} = 0,378$

$balm_{sist,II} = 6,505E-19$
 $COP_{sist,II} = 0,2746$
 $\Delta E_{sist,II} = 5,055E-08$
 $EFICIÊNCIA_{sist,II} = 12,94 \text{ [%]}$
 $\eta_{elétrico,turbina} = 0,9$
 $gx = 0,08848$
 $h_{3liq} = 148 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{20} = 2790 \text{ [kJ/kg]}$
 $p_{105e} = 1469 \text{ [kPa]}$
 $P_{18} = 40 \text{ [bar]}$
 $Q_{103liq} = 0 \text{ [%]}$
 $\dot{Q}_{absorvedor} = -1714 \text{ [kW]}$
 $\dot{Q}_{evap} = 987,4 \text{ [kW]}$
 $\dot{Q}_{retificador} = -134,5 \text{ [kW]}$
 $s_{103liq} = 1,741 \text{ [kJ/kg.K]}$
 $s_{17} = 7,359 \text{ [kJ/kg.K]}$
 $T_{103liq} = 138 \text{ [°C]}$
 $T_{17} = 99,63 \text{ [°C]}$
 $T_{21,sai} = 2 \text{ [°C]}$
 $v_{105e} = 0,001067 \text{ [m}^3\text{/kg]}$
 $v_{17} = 0,001043 \text{ [m}^3\text{/kg]}$
 $\dot{W}_{bomba,sist,II} = -39,75 \text{ [kW]}$
 $w_{real,sist,II} = 2,527 \text{ [kJ/kg]}$
 $x_{17} = 0$

$Consumo_{Lenha} = 24,67 \text{ [m}^3\text{/h]}$
 $cp_{21} = 4,215$
 $Densidade_{Lenha} = 500 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $\eta_{bomba} = 0,6$
 $\eta_{mecânico,turbina} = 0,6$
 $h_{103e} = 873,7 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{5e} = -39,48 \text{ [kJ/kg]}$
 $\dot{m}_{vapor} = 40000 \text{ [kg/h]}$
 $p_{3e} = 1469 \text{ [kPa]}$
 $P_{19} = 40 \text{ [bar]}$
 $Q_{105e} = -0,001$
 $\dot{Q}_{absorvedor,sist,II} = -5131 \text{ [kW]}$
 $\dot{Q}_{evap,sist,II} = 1821 \text{ [kW]}$
 $\dot{Q}_{retificador,sist,II} = -1442 \text{ [kW]}$
 $s_{105e} = 0,6124 \text{ [kJ/kg.K]}$
 $s_{18} = 7,359 \text{ [kJ/kg.K]}$
 $T_{105e} = 41,11 \text{ [°C]}$
 $T_{18} = 150 \text{ [°C]}$
 $T_{22} = 181 \text{ [°C]}$
 $v_{3e} = 0,0189 \text{ [m}^3\text{/kg]}$
 $v_{22} = 1,304 \text{ [m}^3\text{/kg]}$
 $\dot{W}_{turbina} = 2538 \text{ [kW]}$
 $x_{103e} = 0,2289$
 $x_{18} = 0$

APÊNDICE B

MVP do Caso 03

PLANILHA DE AVALIAÇÃO ECONÔMICA - BRF - CASO 3 -

Estudo de Viabilidade de um Sistema de Refrigeração por Absorção Amônia/Água Utilizando Rejeito Térmico

Lucro operacional	Ano 1	Ano 2	Ano 3	Ano 4	Ano 5	Ano 6	Ano 7	Ano 8	Ano 9	Ano 10
Lucro operacional do projeto	1.388	1.448	1.510	1.575	1.642	1.713	1.787	1.863	1.944	2.027
Depreciação do novo investimento	(537)	(537)	(537)	(537)	(537)	(537)	(537)	(537)	(537)	(537)
Lucro antes das financeiras	851	911	973	1.038	1.106	1.176	1.250	1.327	1.407	1.490
I.R. (20%)	(170)	(182)	(195)	(208)	(221)	(235)	(250)	(265)	(281)	(298)
Lucro depois do I.R.	681	729	778	830	884	941	1.000	1.061	1.125	1.192
Participações (7%)	(48)	(51)	(54)	(58)	(62)	(66)	(70)	(74)	(79)	(83)
Lucro operacional líquido	633	678	724	772	823	875	930	987	1.047	1.109
Capital	Deprec.	Invest.								
Capital de giro										
Imobilizado Bruto		5.369	5.369	5.369	5.369	5.369	5.369	5.369	5.369	5.369
Depreciação acumulada	10 anos	-	537	1.074	1.611	2.147	2.684	3.221	3.758	4.295
Imobilizado líquido		5.369	4.832	4.295	3.758	3.221	2.684	2.147	1.611	1.074
Capital Total		5.369	4.832	4.295	3.758	3.221	2.684	2.147	1.611	1.074
MVP										
Lucro operacional líquido		633	678	724	772	823	875	930	987	1.047
Capital inicial		5.369	4.832	4.295	3.758	3.221	2.684	2.147	1.611	1.074
Custo de capital		11,4%	11,4%	11,4%	11,4%	11,4%	11,4%	11,4%	11,4%	11,4%
Encargo de capital		612	551	490	428	367	306	245	184	122
MVP		21	127	234	344	455	569	685	803	924
MVP descontado		19	102	169	223	265	298	322	339	350
VPL dos MVPs	MR\$	2.443								
				MTIR% 15,7%					Payback descontado	73 meses

APÊNDICE C

Programação no EES para a Recuperação de calor da Caldeira – Caso 03

"!SIMULAÇÃO SISTEMA DE ABSORÇÃO NH₃_H₂O (Dissertação - Dário)"

```

PROCEDURE TXQ(TC;x;Q:P;h;v;s)
TK:=ConvertTEMP(C;K;TC)
Call NH3H2O(138;TK; x; Q: TK; pbar; x; h; s; u; v; Q)
p:=pbar*Convert(bar;kPa)
END

PROCEDURE PXQ(P;x;Q:TC;h;v;s)
pbar:=p*Convert(kPa;bar)
Call NH3H2O(238; pbar;x;Q: TK; Pbar; x; h; s; u; v; Q)
TC:=TK-273,15
END

PROCEDURE TPQ(TC;p;Q:x;h;v;s)
TK:=ConvertTEMP(C;K;TC)
pbar:=p*Convert(kPa;bar)
Call NH3H2O(128; TK;pbar;Q: TK; pbar; x; h; s; u; v; Q)
END

PROCEDURE PXH(p;x;h:TC;s;v;Q)
pbar:=p*Convert(kPa;bar)
Call NH3H2O (234;pbar;x;h:TK; pbar; x; h; s; u; v; Q)
TC:=ConvertTEMP(K;C;TK)
END

PROCEDURE TPX(TC;p;x;Q;h;v;s)
TK:=ConvertTEMP(C;K;TC)
pbar:=p*Convert(kPa;bar)
Call NH3H2O(123;TK;pbar;x:TK;Pbar; x; h; s; u; v; Q)
END

PROCEDURE SHX(eta;mIs;mrs;ha;hb;hc;hd:hcc;hdd;q)
qls:=mIs*(hd-ha)
qrs:=mrs*(hb-hc)
qmin:=MIN(qls;qrs)
q:=eta*qmin
hcc:=hb-eta*qmin/mrs
hdd:=ha+eta*qmin/mIs
END

" Entradas Inseridas pelo Diagrama"
$ifnot DiagramWindow
  Q[1]=0
  Q[9]=1
  Q[10]=0
  T[10]=40
  x[13]=0,99
  Q[13]=0,98
  T[13]=-20
  eta_bomba=0,8
  eta_trocador=1
$endif

```

"Dados de Entrada - Sistema de Absorção Acionada pelos Gases de Exaustão da Caldeira "

"PONTO 13"

{T[13]=-10} "!" Temperatura de evaporação"
 {Q[13]=0,998} "!" Considera-se que ainda tem líquido na saída do evaporador"
 {x[13]=0,99963406} "!" Concentração da solução na saída do retificador (ponto9)"
 Call TXQ(T[13];x[13];Q[13];p[13];h[13];v[13];s[13]) "!" Propriedades do ponto 13"

" PONTO 10"

{T[10]=40} "!" Temperatura de Condensação"
 {Q[10]=0} "!" Considera-se líquido saturado na saída do condensador"
 x[10]=x[13] "!" segue o mesmo trajeto do ponto 13"
 Call TXQ(T[10];x[10];Q[10];p[10];h[10];v[10];s[10]) "!" Propriedades do ponto 10"

" Determinação das Pressões de cada Ponto do Ciclo"

p[1]=p[13]
 p[2]=p[10]
 p[3]=p[10]
 p[4]=p[10]
 p[5]=p[10]
 p[6]=p[13]
 p[7]=p[10]
 p[8]=p[10]
 p[9]=p[10]
 p[12]=p[13]

" PONTO 9"

{Q[9]=1} "!" A solução sai do retificador no estado de vapor saturado"
 x[9]=x[13] "!" Segue o mesmo trajeto do ponto 13"
 Call PXQ(p[9];x[9];Q[9];T[9];h[9];v[9];s[9]) "!" Propriedades do ponto 9"

" PONTO 1"

T[1]=T[10] "!"Considera-se que a solução que sai do absorvedor à temp. de cond. (ponto 10)"
 {Q[1]=0} "!"Líquido saturado"
 Call TPQ(t[1];p[1];Q[1];x[1];h[1];v[1];s[1]) "!" Propriedades do ponto 1"

" PONTO 4"

Dx=0,1 "!" Definição da largura do processo"
 x[1]-x[4]=Dx
 Q[4]=0 "!" A solução pobre em amônia sai do gerador de vapor no estado de líquido saturado"
 Call PXQ(p[4];x[4];Q[4];T[4];h[4];v[4];s[4]) "!" Propriedades do ponto 4"

" PONTO 7"

x[3]=x[1] "!" Mesmo trajeto do ponto 1"
 Q3_liq=0 "!" Estado de líquido saturado"
 Call PXQ(p[3];x[3];Q3_liq;T3_liq;h3_liq;v3_liq;s3_liq) "!" Determinação das Propriedades de líquido saturado do ponto 3"
 T[7]=T3_liq "!" A solução sai do gerador à temperatura de saturação"
 Q[7]=1 "!" A solução sai do gerador no estado de vapor saturado"
 Call TPQ(t[7];p[7];Q[7];x[7];h[7];v[7];s[7]) "!" Determinação das Propriedades do ponto 7"

" PONTO 8"

h[8]=h3_liq
 x[8]=x[3] "!" Entra no gerador com a mesma concentração do ponto3"

" PONTO 2"

{eta_bomba=0,5} "!" eficiência isoentrópica da bomba"
 x[2]=x[1] "!" Mesmo trajeto do ponto 1"
 eta_bomba=w_ideal/w_real

$w_{ideal}=v[1]*(p[2]-p[1])$
 $w_{real}=h[2]-h[1]$
 Call PXH(p[2];x[2];h[2]:T[2];Q[2];v[2];s[2]) " ! Propriedades do ponto 2"

" PONTOS 5 e 3"

$T3e=T[4]$ " ! Assume-se que o fluido sai no ponto 3 à temperatura do ponto 10"
 $p3e=p[3]$
 $x3e=x[3]$
 Call TPX(T3e;p3e;x3e:Q3e;h3e;v3e;s3e) " ! Determinação das Propriedades do ponto 3e"
 $T5e=T[2]$ " ! Assume-se que o fluido sai no ponto 5 à temperatura do ponto 2"
 $p5e=p[5]$
 $x[5]=x[4]$ " ! segue o mesmo trajeto do ponto 4"
 $x5e=x[5]$
 Call TPX(T5e;p5e;x5e:Q5e;h5e;v5e;s5e) " ! Determinação das Propriedades do ponto 5e"
 {eta_trocador=1} " ! Eficiência do trocador de calor"
 Call SHX(eta_trocador;m_dot_[2];m_dot_[4];h[2];h[4];h5e;h3e:h[5];h[3];Q_dot_trocador) " ! Cálculo das entalpias dos pontos 5 e 3"

"PONTO 6"

$h[6]=h[5]$ " ! Processo isentálpico na válvula de expansão"
 $x[6]=x[5]$ " ! Segue o mesmo trajeto do ponto 5"

" PONTO 12"

$h[12]=h[10]$ " ! Processo isentálpico"
 $x[12]=x[10]$ " ! Mesmo trajeto do ponto 10"
 Call PXH(p[12];x[12];h[12]:T[12];Q[12];v[12];s[12]) " ! Propriedades do ponto 12"

" BALANÇOS DE MASSA "

$m_dot_1=m_dot_2$
 $m_dot_2=m_dot_3$
 $m_dot_4=m_dot_5$
 $m_dot_5=m_dot_6$
 $m_dot_9=m_dot_10$
 $m_dot_10=m_dot_11$
 $m_dot_11=m_dot_12$
 $m_dot_12=m_dot_13$
 $m_dot_13=m_dot_14$

" EQUAÇÕES GOVERNANTES DE CADA COMPONENTE "

" ABSORVEDOR"

$m_dot_13+m_dot_6=m_dot_1$ " ! Balanço de massa"
 $m_dot_13*x[13]+m_dot_6*x[6]=m_dot_1*x[1]$ " ! Balanço de Concentração"
 $0=Q_dot_absorvedor+m_dot_13*h[13]+m_dot_6*h[6]-m_dot_1*h[1]$ " ! Balanço de Energia"

" GERADOR"

$balm=m_dot_8+m_dot_3-(m_dot_7+m_dot_4)$ " ! Balanço de Massa"
 $bala=m_dot_8*x[8]+m_dot_3*x[3]-(m_dot_7*x[7]+m_dot_4*x[4])$ " ! Balanço de Concentração"
 $0=Q_dot_gerador+m_dot_3*h[3]+m_dot_8*h[8]-m_dot_7*h[7]-m_dot_4*h[4]$ " ! Balanço de Energia"

" RETIFICADOR"

$m_dot_7=m_dot_9+m_dot_8$ " ! Balanço de Massa"
 $m_dot_7*x[7]=m_dot_9*x[9]+m_dot_8*x[8]$ " ! Balanço de Concentração"
 $0=Q_dot_retificador+m_dot_7*h[7]-m_dot_9*h[9]-m_dot_8*h[8]$ " ! Balanço de Energia"

" CONDENSADOR"

$0=Q_dot_condensador+m_dot_9*h[9]-m_dot_10*h[10]$ " ! Balanço de Energia"

"EVAPORADOR"

{Q_dot_evap=5*3,517} **"!Capacidade de Refrigeração de 60.000 Btu/h"**
 0=Q_dot_evap+m_dot_[12]*h[12]-m_dot_[13]*h[13]

" BOMBA"

0=-W_dot_bomba+m_dot_[1]*h[1]-m_dot_[2]*h[2] **"! Balanço de Energia"**

" ANÁLISE DO SISTEMA PELA 1° LEI DA TERMODINÂMICA"

COP=ABS(Q_dot_evap)/(ABS(W_dot_bomba)+Q_dot_gerador)
 DELTA_E=(Q_dot_gerador+Q_dot_evap+ABS(W_dot_bomba))-
 (ABS(Q_dot_retificador)+ABS(Q_dot_condensador)+ABS(Q_dot_absorvedor))
 EFICIÊNCIA=(COP/COP_ideal)*100
 COP_ideal= ((T[13]+273)*((T[4]+273)-(35+273))) / ((T[4]+273)*((T[10]+273)-(T[13]+273)))

"!DADOS DO CICLO DE RANKINE DA CALDEIRA"

"PONTO 17"

P_17=1[bar]
 x_17=0
 T_17=T_sat(Water;P=P_17)
 h_17=Enthalpy(Water;T=T_17;x=x_17)
 s_17=Entropy(Water;T=T_17;P=P_17)
 v_17=Volume(Water;T=T_17;x=x_17)

"PONTO 18"

{P_18=41[bar]}
 s_17=s_18
 wb=v_17*(P_18*Convert(bar;kPa) - P_17*Convert(bar;kPa))
 x_18=0
 {T_18=150} **"! Temperatura da água de alimentação da Caldeira"**
 h_18=Enthalpy(Water;T=T_18;x=x_18)

"PONTO 19"

{P_19=40[bar]}
 {T_19=430 [°C]}
 h_19=Enthalpy(Water;T=T_19;P=P_19)
 s_19=Entropy(Water;T=T_19;P=P_19)

"PONTO 20"

{P_20=7[bar]}
 s_19=s_20
 x_20=Quality(Water;P=P_20;s=s_20)
 h_20=Enthalpy(Water;P=P_20;x=x_20)
 T_20=Temperature(Water;P=P_20;x=x_20)

" VAZÃO MÁSSICA DE VAPOR"

{m_dot_vapor=40000 [kg/h]}
 W_dot_Bomba_Caldeira=-(m_dot_vapor/3600)*wb/eta_bomba_caldeira
 {eta_bomba_caldeira=0,6}

"PRODUÇÃO DE ENERGIA DA TURBINA"

W_dot_turbina=((m_dot_vapor/3600)*(h_19 - h_20))*(eta_mecânico_turbina*eta_elétrico_turbina)
 {eta_mecânico_turbina=0,8}
 {eta_elétrico_turbina=0,9}

" RECUPERAÇÃO DE CALOR NA CHAMINÉ"

{T_22=180} **"! Temperatura de entrada dos gases de exaustão no recuperador de calor da Chaminé"**
 {T_23=150} **"! Temperatura de saída dos gases de exaustão na saída do recuperador de calor da Chaminé"**


```
{Vazão_Gases_Exaustão=160000}
v_22=Volume(Air;T=T_22;P=P_22)
P_22= 1
cp_22=Cp(Air;T=T_22)
Q_dot_Recuperação=(Vazão_Gases_Exaustão/3600)*v_22*cp_22*(T_22-T_23)
```

" PRODUÇÃO DE ÁGUA GELADA NO CHILLER "

```
{T_21_sai=1} " ! Temperatura de Saída da água gelada do Chiller de Absorção da recuperação dos Gases de Exaustão "
```

```
{T_21_ent=6} " ! Temperatura de Entrada da água gelada do Chiller de Absorção da recuperação dos Gases de Exaustão "
```

```
x_21=0
```

```
cp_21=Cp(Water;T=T_21_sai;x=x_21)
```

```
Q_dot_evap*3,6=m_dot_água_gelada* cp_21*(T_21_ent -T_21_sai)
```

" CONSUMO DE COMBUSTIVEL UTILIZADO NA CALDEIRA "

```
Densidade_Lenha=500 [kg/m³]
```

```
PCI=2750 [kcal/kg] " ! PCI do Eucalipito com 32% de umidade "
```

```
{eta_Caldeira=70}
```

```
eta_Caldeira=((m_dot_vapor/3600)*(h_19-
```

```
h_18))/((Consumo_Lenha/24/3600)*(Densidade_Lenha)*(PCI*4,18))*100
```

"Dados de Entrada - Sistema de Absorção Acionados pelo Vapor do Processo "

```
"PONTO 113"
```

```
{T[113]= -10} " ! Temperatura de evaporação sistema II "
```

```
{Q[113]=0,998} " ! Considera-se que ainda tem líquido na saída do evaporador do sistema II "
```

```
{x[113]=0,99963406} " ! Concentração da solução na saída do retificador (ponto109) "
```

```
Call TXQ(T[113];x[113];Q[113];p[113];h[113];v[113];s[113]) " ! Propriedades do ponto 113 "
```

" PONTO 110 "

```
{T[110]=40} " ! Temperatura de Condensação do Sistema II "
```

```
{Q[110]=0} " ! Considera-se líquido saturado na saída do condensador do Sistema II "
```

```
x[110]=x[113] " ! Segue o mesmo trajeto do ponto 113 "
```

```
Call TXQ(T[110];x[110];Q[110];p[110];h[110];v[110];s[110]) " ! Propriedades do ponto 110 "
```

" Determinação das Pressões de cada Ponto do Ciclo do Sistema de Absorção II "

```
p[101]=p[113]
```

```
p[102]=p[110]
```

```
p[103]=p[110]
```

```
p[104]=p[110]
```

```
p[105]=p[110]
```

```
p[106]=p[113]
```

```
p[107]=p[110]
```

```
p[108]=p[110]
```

```
p[109]=p[110]
```

```
p[112]=p[113]
```

" PONTO 109 "

```
{Q[109]=1} " ! A solução sai do retificador no estado de vapor saturado no Sistema II "
```

```
x[109]=x[113] " ! Segue o mesmo trajeto do ponto 113 "
```

```
Call PXQ(p[109];x[109];Q[109];T[109];h[109];v[109];s[109]) " ! Propriedades do ponto 109 "
```

" PONTO 101 "

```
T[101]=T[110] " ! Considera-se que a solução que sai do absorvedor à temp. de cond. (ponto 110) "
```

```
{Q[101]=0} " ! Líquido saturado para o Sistema II "
```

```
Call TPQ(T[101];p[101];Q[101];x[101];h[101];v[101];s[101]) " ! Propriedades do ponto 101 "
```

" PONTO 104 "

```
gx=0,1 " ! Definição da largura do processo do sistema II "
```

```
x[101]-x[104]=gx
```

Q[104]=0 " ! A solução pobre em amônia sai do gerador de vapor no estado de líquido saturado no Sistema II"

Call PXQ(p[104];x[104];Q[104];T[104];h[104];v[104];s[104]) " ! Propriedades do ponto 104"

" PONTO 107"

x[103]=x[101] " ! Mesmo trajeto do ponto 101"

Q103_liq=0 " ! Estado de líquido saturado para o Sistema II"

Call PXQ(p[103];x[103];Q103_liq;T103_liq;h103_liq;v103_liq;s103_liq) " ! Determinação das Propriedades de líquido saturado do ponto 103"

T[107]=T103_liq " ! A solução sai do gerador à temperatura de saturação no Sistema II"

Q[107]=1 " ! A solução sai do gerador no estado de vapor saturado"

Call TPQ(t[107];p[107];Q[107];x[107];h[107];v[107];s[107]) " ! Determinação das Propriedades do ponto 107"

" PONTO 108"

h[108]=h103_liq

x[108]=x[103] " ! Entra no gerador com a mesma concentração do ponto 103"

" PONTO 102"

{eta_bomba_sist_II=0,5} " ! eficiência isoentrópica da bomba do Sistema II"

x[102]=x[101] " ! Mesmo trajeto do ponto 1"

eta_bomba_sist_II=w_ideal_sist_II/w_real_sist_II

w_ideal_sist_II=v[101]*(p[102]-p[101])

w_real_sist_II=h[102]-h[101]

Call PXH(p[102];x[102];h[102];T[102];Q[102];v[102];s[102]) " ! Propriedades do ponto 102"

" PONTOS 105 e 103"

T103e=T[104] " ! Assume-se que o fluido sai no ponto 103 à temperatura do ponto 110"

p103e=p[103]

x103e=x[103]

Call TPX(T103e;p103e;x103e;Q103e;h103e;v103e;s103e) " ! Determinação das Propriedades do ponto 103e"

T105e=T[102] " ! Assume-se que o fluido sai no ponto 105 à temperatura do ponto 102"

p105e=p[105]

x[105]=x[104] " ! segue o mesmo trajeto do ponto 104"

x105e=x[105]

Call TPX(T105e;p105e;x105e;Q105e;h105e;v105e;s105e) " ! Determinação das Propriedades do ponto 105e"

{eta_trocador_sist_II=1} " ! Eficiência do trocador de calor do Sistema II"

Call

SHX(eta_trocador_sist_II;m_dot_[102];m_dot_[104];h[102];h[104];h105e;h103e;h[105];h[103];Q_dot_trocador_sist_II) " ! Cálculo das entalpias dos pontos 105 e 103"

"PONTO 106"

h[106]=h[105] " ! Processo isentálpico na válvula de expansão do Sistema II"

x[106]=x[105] " ! Segue o mesmo trajeto do ponto 105"

" PONTO 112"

h[112]=h[110] " ! Processo isentálpico do Sistema II"

x[112]=x[110] " ! Mesmo trajeto do ponto 110"

Call PXH(p[112];x[112];h[112];T[112];Q[112];v[112];s[112]) " ! Propriedades do ponto 112"

" BALANÇOS DE MASSA DO SISTEMA II "

m_dot_[101]=m_dot_[102]

m_dot_[102]=m_dot_[103]

m_dot_[104]=m_dot_[105]

m_dot_[105]=m_dot_[106]

m_dot_[109]=m_dot_[110]

m_dot_[110]=m_dot_[111]

m_dot_[111]=m_dot_[112]
 m_dot_[112]=m_dot_[113]
 m_dot_[113]=m_dot_[114]

" EQUAÇÕES GOVERNANTES DE CADA COMPONENTE DO SISTEMA II "

" ABSORVEDOR DO SISTEMA II "

m_dot_[113]+m_dot_[106]=m_dot_[101] "! Balanço de massa"
 m_dot_[113]*x[113]+m_dot_[106]*x[106]=m_dot_[101]*x[101] "! Balanço de Concentração"
 0=Q_dot_absorvedor_sist_II+m_dot_[113]*h[113]+m_dot_[106]*h[106]-m_dot_[101]*h[101] "! Balanço de Energia"

" GERADOR DO SISTEMA II "

balm_sist_II=m_dot_[108]+m_dot_[103]-(m_dot_[107]+m_dot_[104]) "! Balanço de Massa"
 bala_sist_II=m_dot_[108]*x[108]+m_dot_[103]*x[103]-(m_dot_[107]*x[107]+m_dot_[104]*x[104]) "! Balanço de Concentração"
 0=Q_dot_gerador_sist_II+m_dot_[103]*h[103]+m_dot_[108]*h[108]-m_dot_[107]*h[107]-m_dot_[104]*h[104] "! Balanço de Energia"

" RETIFICADOR DO SISTEMA II "

m_dot_[107]=m_dot_[109]+m_dot_[108] "! Balanço de Massa"
 m_dot_[107]*x[107]=m_dot_[109]*x[109]+m_dot_[108]*x[108] "! Balanço de Concentração"
 0=Q_dot_retificador_sist_II+m_dot_[107]*h[107]-m_dot_[109]*h[109]-m_dot_[108]*h[108] "! Balanço de Energia"

" CONDENSADOR DO SISTEMA II "

0=Q_dot_condensador_sist_II+m_dot_[109]*h[109]-m_dot_[110]*h[110] "! Balanço de Energia"

"EVAPORADOR DO SISTEMA II "

{Q_dot_evap_sist_II=5*3,517} "!Capacidade de Refrigeração de 60.000 Btu/h"
 0=Q_dot_evap_sist_II+m_dot_[112]*h[112]-m_dot_[113]*h[113]

" BOMBA DO SISTEMA II "

0=-W_dot_bomba_sist_II+m_dot_[101]*h[101]-m_dot_[102]*h[102] "! Balanço de Energia"

" ANÁLISE DO SISTEMA PELA 1° LEI DA TERMODINÂMICA PARA O SISTEMA II "

COP_sist_II=ABS(Q_dot_evap_sist_II)/(ABS(W_dot_bomba_sist_II)+Q_dot_gerador_sist_II)
 DELTA_E_sist_II=(Q_dot_gerador_sist_II+Q_dot_evap_sist_II+ABS(W_dot_bomba_sist_II))-
 (ABS(Q_dot_retificador_sist_II)+ABS(Q_dot_condensador_sist_II)+ABS(Q_dot_absorvedor_sist_II))
 EFICIÊNCIA_sist_II=(COP_sist_II/cop_ideal_sist_II)*100
 cop_ideal_sist_II=((T[113]+273)*((T[104]+273)-(35+273)))/((T[104]+273)*((T[110]+273)-(T[113]+273)))

" QUANTIDADE DE ENERGIA DO VAPOR PARA ACIONAR O SISTEMA DE ABSORÇÃO "

{m_dot_vapor_absorção=20000} "! Vazão Mássica de Vapor em Kg/h"
 Q_dot_Entrada_Gerador_Sist_II=(m_dot_vapor_absorção/3600)*(h_20-h_17)

" GASTO MENSAL EM R\$ COM LENHA "

{Custo_Médio_Lenha=42} "! Custo médio do m³ em R\$ de Lenha"
 Gasto_Mensal_Lenha=(Consumo_Lenha)*22*Custo_Médio_Lenha "! Gasto Mensal de Lenha em R\$"