



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA



ÁREA DE CONCENTRAÇÃO:
SISTEMAS DE PROCESSOS QUÍMICOS E INFORMÁTICA

Análise da Influência de Variáveis Operacionais de um Sistema de Trigeração sobre o Desempenho Termodinâmico e a Distribuição das Utilidades

Autor: Lucas do Nascimento Martins

Orientador: Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo

Dissertação de Mestrado apresentada ao curso de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Química, da Universidade Estadual de Campinas, como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Química.

Campinas – São Paulo

Abril/2012

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE -
UNICAMP

M366a Martins, Lucas do Nascimento
Análise da influência de variáveis operacionais de um sistema de trigeriação sobre o desempenho termodinâmico e a distribuição das utilidades / Lucas do Nascimento Martins. --Campinas, SP: [s.n.], 2012.

Orientador: José Vicente Hallak D'Angelo.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química.

1. Simulação por computador. 2. Eficiência energética. 3. Refrigeração. 4. Absorção. 5. Termodinâmica. I. D'Angelo, José Vicente Hallak. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. III. Título.

Título em Inglês: Analysis of operational variables in a trigeneration system and their influence over thermodynamic performance and distribution of utilities

Palavras-chave em Inglês: Computer simulation, Energetic efficiency, Refrigeration, Absorption, Thermodynamics.

Área de concentração: Sistemas de Processos Químicos e Informática

Titulação: Mestre em Engenharia Química

Banca examinadora: Denilson Boschiero do Espirito Santo, Roger Josef Zemp

Data da defesa: 20-04-2012

Programa de Pós Graduação: Engenharia Química

Dissertação de Mestrado defendida por Lucas do Nascimento Martins e
aprovada em 20 de abril de 2012 pela banca examinadora
constituída pelos seguintes doutores:



Dr. Denilson Boschiero do Espirito Santo
Sistern – Sistemas Térmicos

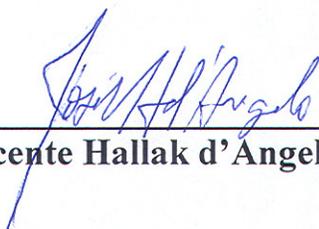


Prof. Dr. Roger Josef Zemp
FEQ/UNICAMP



Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo (orientador)
FEQ/UNICAMP

Este exemplar corresponde à versão final da Dissertação de Mestrado em Engenharia Química do aluno Lucas do Nascimento Martins, defendida e aprovada pela banca examinadora em 20 de abril de 2012.



Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo – FEQ/UNICAMP

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar à minha mãe, pelo apoio nas decisões tomadas, me deixando em total conforto para pedir ajuda a qualquer momento, sem medir esforços para me deixar na melhor posição possível.

Ao meu pai, que de uma forma ou de outra, sempre se mostra presente para qualquer tipo de problema, ajudando a achar uma solução.

Ao meu irmão, pelos conselhos e ajuda em momentos complicados.

Aos amigos antigos que eu sei que sempre poderei contar com eles, em momentos bons e em momentos ruins e aos novos amigos, que se juntaram à lista de pessoas que desejo o melhor sempre e levarei comigo por toda a minha vida.

Aos familiares que sempre acreditaram no meu potencial e nunca duvidaram da minha capacidade.

Ao professor José Vicente, pela compreensão e ajuda em momentos críticos ao longo dessa jornada.

À CAPES, pelo apoio financeiro.

RESUMO

No presente trabalho foi analisado um sistema de trigeriação, produção simultânea de trabalho, calor e frio partindo de uma única fonte de energia, visando uma maior eficiência energética do sistema, por meio de um estudo mostrando a influência de algumas variáveis operacionais do processo na distribuição das utilidades geradas e na eficiência global do sistema.

São analisadas as influências da razão de compressão do compressor, da eficiência da turbina, quantidade de ar em excesso no sistema e capacidade de processamento de água para produção de vapor, sobre as eficiências do sistema (eficiência do ciclo de potência, eficiência global do sistema e coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração por absorção), vazão de vapor produzido na caldeira e temperatura de descarga dos gases na atmosfera.

De acordo com a análise de sensibilidade, a maior e a menor eficiência global da trigeriação foram obtidas com 0% de ar em excesso e turbina com 70% de eficiência, sendo os valores encontrados iguais a 85% e 66%, respectivamente. O ciclo de refrigeração por absorção apresentou um aumento do coeficiente de desempenho igual a 26,7%. Os resultados obtidos mostram que as maiores perdas energéticas no processo decorrem de um menor aproveitamento do trabalho útil produzido na turbina, as quais podem ser compensadas com o aumento da produção de vapor pela caldeira.

Com o trabalho proposto é possível entender melhor as relações de dependência entre os equipamentos do sistema e a capacidade de produção das utilidades. Tal entendimento é fundamental para que se possam estabelecer condições ótimas de operação do sistema, direcionar melhor os parâmetros utilizados para atender às necessidades do processo e com isso ser evitado o desperdício de capital (economizando combustível e aumentando a eficiência energética do processo) e reduzindo também o impacto ao meio ambiente.

Palavras chaves: trigeriação, eficiência energética, absorção, refrigeração, termodinâmica

ABSTRACT

In this work a trigeneration system, simultaneous production of power, heat and cooling using only one energy source, was analyzed, aiming at a better energetic efficiency of the system, showing the influence of some operating variables of the process on the utilities generated and the efficiency of the overall system.

In this study the influence of the compression ratio of the compressor, turbine efficiency, amount of excess air in the system and capacity of steam generation on the efficiencies of the system (power cycle efficiency, overall system efficiency and coefficient of performance of absorption cycle), steam flow and temperature of the last exhaust stream are analyzed.

According to sensibility analysis, the highest and lowest overall efficiency of the trigeneration were obtained with 50% of excess air and 70% turbine adiabatic efficiency, and the values found were equal to 81% and 70%, respectively. The absorption refrigeration cycle has showed an increase in the coefficient of performance equal to 26.7%. The results obtained has shown that the greatest energy losses in the process are due to a lower production of useful work produced in the turbine. These losses may be compensated by an increase in the vapor production rate in the boiler.

With this work a better understanding of the dependence relationship between the equipment of the trigeneration system and the production capacity of utilities was achieved. This understanding is fundamental because it can provide optimum operation conditions of the system, better operational parameters used to reach the needs of the process and thereby avoid the waste of capital (saving fuel and increasing the energy efficiency of the process), also reducing the impact on the environment.

Keywords: trigeneration, energy efficiency, absorption, refrigeration, thermodynamics.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Objetivos	3
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1 Fundamentação teórica.....	5
2.1.1 Ciclo de Potência e trocador de calor	5
2.1.2 Ciclo de refrigeração por absorção.....	9
2.1.3 Equações para análise dos ciclos.....	13
2.2 Revisão Bibliográfica.....	16
2.2.1 Cogeração	16
2.2.2 Trigeração	18
3. MATERIAIS E MÉTODOS	25
3.1 Validação das simulações.....	25
3.2 Desenvolvimento da simulação da trigeração.....	35
3.3 Análise de sensibilidade.....	37
3.4 Análise energética.....	42
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	43
4.1. Validação das simulações e descrição dos processos.....	43
4.2 Simulação da trigeração.....	48
4.3 Análise de sensibilidade e análise energética.....	52
4.3.1 Análise da influência do ar em excesso.....	53
4.3.2 Análise da influência da razão de compressão do compressor (comp-100)	58
4.3.3 Análise da influência da eficiência da turbina (turb-101)	63
4.3.4 Análise da influência da vazão de vapor produzido.....	67

4.3.5	Análise da influência da temperatura de descarga dos gases na atmosfera	69
4.3.6	Influência das variáveis operacionais (pressão de alta e vazão molar) do CRA sobre a taxa de calor requerida pelo refulvedor	70
4.3.7	Análise das condições ótimas do ciclo de refrigeração por absorção	75
4.3.8	Análise da quantidade relativa de cada utilidade produzida	77
5.	CONCLUSÕES	82
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	86
	Anexo A – Temperatura do vapor d’água produzido no processo.....	93
	Anexo B – Cálculo da entalpia de combustão	95
	Anexo C - Planilha do Hysys indicando parâmetros termodinâmicos das correntes envolvidas na cogeração.....	96
	Anexo D - Planilha do Hysys indicando parâmetros termodinâmicos das correntes envolvidas no CRA.....	97
	Anexo E - Planilha do Hysys indicando parâmetros termodinâmico das correntes envolvidas na trigerção	98
	Anexo F – Cálculo de oxigênio em excesso na reação de combustão	100
	Anexo G – Valores referentes aos pontos dos gráficos de rendimento.....	101
	Anexo H – Distribuição percentual das utilidades da trigerção.....	102

Lista de Figuras

Figura 1.1 - Ilustração do aproveitamento de energia na trigerção (adaptado PTS consulting).....	3
Figura 2.1 – Ciclo de Carnot (adaptado de Korobitsyn, 1998)	5
Figura 2.2 – Ciclo de Rankine.	7
Figura 2.3 – Ciclo de Brayton.	7
Figura 2.4 – Perfil de temperatura de um trocador de calor.	8
Figura 2.5 - Ciclo básico de refrigeração por absorção (adaptado Khaliq, 2009)..	11
Figura 2.6 - Representação geral da trigerção.	19
Figura 3.1 - Fluxograma da cogeração.	27
Figura 3.2 - Fluxograma do processo de produção de trabalho e calor.	30
Figura 3.3 – Fluxograma de um sistema de refrigeração por absorção.	31
Figura 3.4 - Fluxograma do ciclo de refrigeração por absorção.	33
Figura 3.5 - Fluxograma do processo de trigerção.....	36
Figura 4.1 - Simulação do ciclo de potência.....	44
Figura 4.2 - Simulação do ciclo de refrigeração.	46
Figura 4.3 - Tela de simulação do Hysys para o sistema de trigerção.	50
Figura 4.4 - Influência da quantidade de ar em excesso no sistema sobre a quantidade de vapor produzido.	54
Figura 4.5 - Influência da quantidade de ar em excesso no sistema sobre os rendimentos do sistema.	54
Figura 4.6 - Influência da quantidade de ar em excesso sobre a temperatura de descarga dos gases na atmosfera.	56
Figura 4.7 - Influência da quantidade de ar em excesso no sistema sobre os rendimentos do sistema.	56
Figura 4.8 - Influência da quantidade de ar em excesso sobre a taxa de calor disponível para o refeedor.....	57
Figura 4.9 - Influência da razão de compressão sobre a quantidade de vapor produzido.....	59
Figura 4.10 - Influência da razão de compressão sobre os rendimentos do sistema.	60

Figura 4.11 - Influência da razão de compressão sobre a temperatura de descarga dos gases na atmosfera.	61
Figura 4.12 - Influência da razão de compressão sobre os rendimentos do sistema.	61
Figura 4.13 - Influência da razão de compressão sobre a taxa de calor disponível para o refervedor.....	63
Figura 4.14 - Influência da eficiência da turbina sobre a quantidade de vapor produzido.....	64
Figura 4.15 - Influência da eficiência da turbina sobre os rendimentos do sistema.	64
Figura 4.16 - Influência da eficiência da turbina sobre a temperatura de descarga dos gases na atmosfera.	65
Figura 4.17 - Influência da eficiência da turbina sobre os rendimentos do sistema.	66
Figura 4.18 - Influência da eficiência da turbina sobre a taxa de calor disponível para o refervedor.....	67
Figura 4.19 - Influência da vazão de vapor produzido sobre a temperatura de descarga dos gases na atmosfera.	68
Figura 4.20 - Influência da vazão de vapor produzido sobre os rendimentos do sistema.....	68
Figura 4.21 - Influência da vazão de vapor produzido sobre a taxa de calor disponível para o refervedor.....	69
Figura 4.22 - Influência da temperatura de descarga dos gases na atmosfera sobre a taxa de calor disponível para o refervedor.	70
Figura 4.23 - Influência da pressão de alta sobre a taxa de calor requerida pelo refervedor.....	71
Figura 4.24 - Influência da vazão molar do par refrigerante/absorvente sobre a taxa de calor requerida pelo refervedor.....	72
Figura 4.25 - Influência da taxa de calor requerida pelo refervedor sobre o COP do CRA.....	72
Figura 4.26 - Comparação entre a taxa de calor disponível para o refervedor e a taxa de calor requerida pelo refervedor.....	74

Figura 4.27 - Influência da pressão de alta sobre o COP do ciclo de refrigeração por absorção.	76
Figura 4.28 - Influência da pressão de alta sobre o COP do ciclo de refrigeração por absorção.	76
Figura 4.29 - Influência da pressão de baixa sobre o COP do ciclo de refrigeração por absorção.	77
Figura 4.30 – Distribuição percentual da energia produzida.	81

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 - Composição do gás natural.....	29
Tabela 3.2 – Descrição das correntes da cogeração.	29
Tabela 3.3 - Parâmetros fixados para realizar a simulação da cogeração.....	30
Tabela 3.4 - Descrição das correntes do ciclo de refrigeração por absorção.....	34
Tabela 3.5 - Parâmetros fixados para realizar a simulação do ciclo de refrigeração por absorção.	34
Tabela 3.6 - Parâmetros variados e valores utilizados.....	39
Tabela 3.7 - Combinações entre as quatro variáveis operacionais.	39
Tabela 3.8 - Valores do poder calorífico inferior (PCI) dos combustíveis presentes no gás natural.....	42
Tabela 4.1 - Parâmetros da simulação e seus desvios.	45
Tabela 4.2 - Comparação entre as variáveis simuladas e valores de referência: fluxo molar, concentração de amônia (NH ₃) e temperatura.....	47
Tabela 4.3 - Comparação entre as variáveis simuladas e valores de referência: pressão e fase vapor.....	47
Tabela 4.4 - Parâmetros fixados para realizar a simulação do sistema de trigerção.	49
Tabela 4.5 - Propriedades das correntes do sistema de trigerção.	51
Tabela 4.6 – Faixa de variação e valores fixos das variáveis analisadas.	52
Tabela 4.7 – Distribuição percentual das utilidades produzidas nos diferentes cenários.....	78
Tabela 4.8 - Aproveitamento de energia na trigerção.	79
Tabela A.1 - Constantes utilizadas para o cálculo do calor específico.....	93
Tabela F.1 - Vazões envolvidas no cálculo do oxigênio em excesso.....	100
Tabela F.2 - Componentes e frações da corrente de ar [1] e de combustível [27].	100
Tabela G.1 - Valores referentes aos pontos da Figura 4.5.....	101
Tabela G.2 - Valores referentes aos pontos da Figura 4.7.....	101
Tabela G.3 - Valores referentes aos pontos da Figura 4.10.....	101
Tabela G.4 - Valores referentes aos pontos da Figura 4.12.....	101
Tabela G.5 - Valores referentes aos pontos da Figura 4.15.....	101

Tabela G.6 - Valores referentes aos pontos da Figura 4.17.....	101
Tabela G.7 - Valores referentes aos pontos da Figura 4.20.....	101
Tabela H.1 - Distribuição percentual das utilidades produzidas nos diferentes cenários.....	102
Tabela H.2 - Capacidade de refrigeração e COP do CRA nos cenários apresentados.....	104
Tabela H.3 - Aproveitamento de energia na trigeriação.....	107

Nomenclatura

[*i*] = número da linha no processo

A = área de troca térmica (m^2)

BSC = bomba de recirculação de solução

CFC's = clorofluorcarbonos

CHCP= produção de calor, frio e trabalho (do inglês, *combined heat, cooling and power*)

CHP = produção de calor e trabalho (do inglês, *combined heat and power*)

COP = coeficiente de desempenho

c_p = calor específico ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)

CRA = ciclo de refrigeração por absorção

E_c = energia cinética (kJ)

E_p = energia potencial (kJ)

evap = evaporador

h = entalpia específica (kJ.kg^{-1})

H = entalpia específica molar (kJ.mol^{-1})

\dot{m} = vazão mássica (kg.h^{-1})

PCI = poder calorífico inferior (kJ.kg^{-1})

Q = calor (kJ)

\dot{Q} = taxa de calor (kW)

s = entropia ($\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)

T_i = temperatura da corrente *i* ($^{\circ}\text{C}$)

TC = trocador de calor

$T_{f,1}$ e $T_{f,2}$ = temperatura do fluido frio na entrada e na saída da caldeira (K)

$T_{q,1}$ e $T_{q,2}$ = temperatura do fluido quente na entrada e na saída da caldeira (K);

U = coeficiente global de troca térmica ($\text{kJ.h}^{-1}.\text{m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)

VA = valor do artigo

VH = valor simulado pelo Hysys

VLV = válvula de expansão

W = trabalho (kJ)

Letras gregas

$\Delta H_{reação}$ = entalpia de reação (calor de combustão) ($\text{kJ}\cdot\text{mol}^{-1}$)

η = Eficiência (%)

£ = libras (moeda corrente no Reino Unido)

Subscritos

A = absorvedor

C = condensador

comp = compressão

E = evaporador

G = gerador

máx = máximo

mín = mínimo

pot = potência

R = refervedor

tri = trigerção

turb = turbina

1. INTRODUÇÃO

Há algum tempo a disponibilidade dos recursos naturais e o aquecimento global vêm sendo colocados em discussão entre pesquisadores e governos. Por conta disso, é cada vez mais crescente a preocupação das pessoas e dos órgãos governamentais com relação ao uso racional dos combustíveis fósseis e também com a economia de matéria-prima para se produzir determinados produtos.

Além do uso racional dos combustíveis, há uma constante preocupação com os índices de emissão de gases poluentes (como o dióxido de carbono ou gás carbônico – CO₂) para a atmosfera e com os efeitos relacionados a essa emissão de gases.

Governantes e cientistas já discutem as mudanças climáticas desde a década de 80. O medo de uma catástrofe causada pela emissão descontrolada de gases prejudiciais ao meio ambiente fez com que em 1992 mais de 160 governos assinassem a Convenção sobre Mudança Climática na ECO-92, um dos nomes pela qual ficou conhecida a Conferência das Nações Unidas para o Meio Ambiente e Desenvolvimento (CNUMAD), realizada no Rio de Janeiro. Nessa conferência foram iniciadas, oficialmente, as medidas a serem tomadas para a redução na emissão de gases poluentes para a atmosfera. No ano de 1997, em Kyoto, Japão, foi estabelecido o Protocolo de Kyoto, onde foram definidas normas para a redução da emissão de gases que provocam o efeito estufa, dentre eles o clorofluorcarbono (CFC). (Greenpeace, 2000)

O efeito estufa acontece quando parte da radiação solar refletida pela terra é absorvida por determinados gases presentes na atmosfera, como por exemplo: dióxido de carbono (CO₂), óxido nitroso (N₂O), metano (CH₄) e clorofluorcarbono (CFC). Como consequência disso, o calor fica retido, aumentando a temperatura global da terra.

Outro dano observado pela emissão de determinados gases é a destruição da camada de ozônio, camada essa que filtra partes dos raios ultravioletas emitidos pelo Sol. Como resultado do avanço da destruição da camada de ozônio, a agência de notícias Reuters publicou em abril de 2011 que a destruição da

camada de ozônio tinha sido de 40% em relação ao ano anterior. Essa porcentagem de destruição nunca havia sido observada. Como mencionado na matéria, alguns efeitos dos raios ultravioletas já foram relacionados ao câncer de pele, cataratas e a danos ao sistema imunológico humano.

Com base nesse quadro atual, onde é crescente a preocupação com o uso racional da energia, desenvolvimento de tecnologias mais limpas e mais eficientes e a procura por novas fontes de energia, com o intuito de expandir o desenvolvimento de novas tecnologias, foi identificada uma oportunidade para o desenvolvimento dessa dissertação que mostra um estudo com base na trigerção.

Portanto, é necessário o desenvolvimento de tecnologias que emitam menores quantidades de gases que provocam o efeito estufa (evitando um aumento ainda maior da temperatura terrestre), não utilizem substâncias destruidoras da camada de ozônio e minimizem os desperdícios.

Como mencionado anteriormente, essa dissertação realiza uma análise de um processo de trigerção, buscando amenizar os problemas citados, pois essa tecnologia atende às necessidades de desenvolvimento atual (emite menos gases e não utiliza substâncias que destroem a camada de ozônio) e através da produção de frio, combateria de forma indireta o problema do aumento da temperatura na Terra, pois evitaria a utilização de maiores quantidades de energia (por meio da queima de combustíveis fósseis ou energia elétrica) para o propósito da refrigeração. Para produzir o frio é utilizada a energia disponível ao longo do sistema e que seria enviada para a atmosfera.

A trigerção, também conhecida como CHCP (do inglês, *Combined Heat, Cooling and Power*) é uma tecnologia de geração de três tipos de utilidades diferentes, partindo de uma única queima do combustível.

Lin et al. (2007), mostraram que a eficiência energética global da trigerção chega a 67,3% utilizando a carga total do motor. Utilizando a mesma carga, para a produção de uma única utilidade, o trabalho útil para a produção de eletricidade, a eficiência é de apenas 22,1%. Em termos de emissão de gás carbônico (CO₂),

eles mostraram que a redução é entre 67,2% a 81,4% quando utilizada a trigeriação.

A Figura 1.1 dá uma idéia da distribuição de energia em um processo de trigeriação.

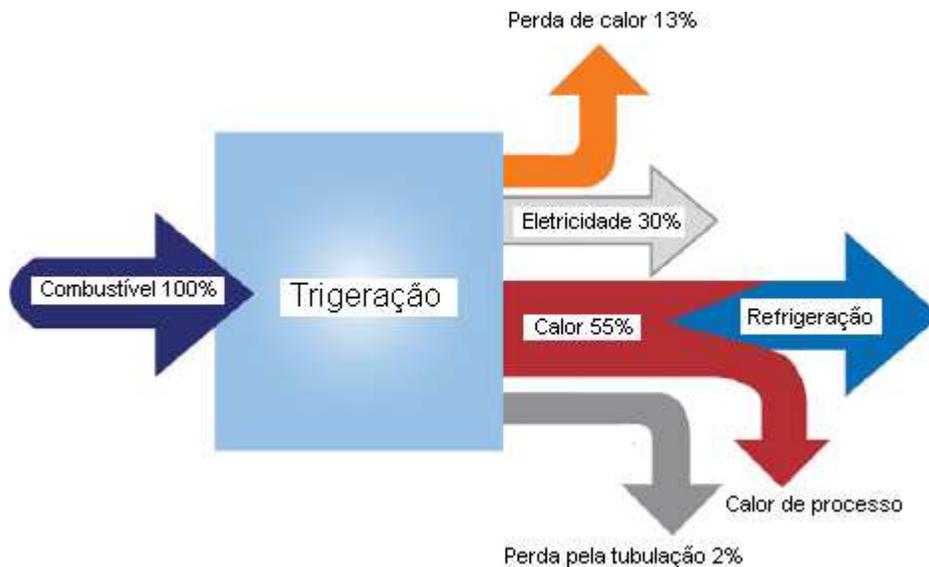


Figura 1.1 - Ilustração do aproveitamento de energia na trigeriação (adaptado PTS consulting).

Wang et al. (2009) trouxeram resultados mostrando que a utilização da trigeriação reduz a emissão de gás carbônico em torno de 51,8%, quando comparado à simples geração.

Através do estudo da literatura relacionada à trigeriação, foi observado que essa tecnologia pode ser aplicada em vários setores, sejam eles industriais, comerciais ou residenciais.

Disponibilidade dos recursos naturais e o aquecimento global são fatores que devem sempre ser levados em conta no desenvolvimento de tecnologias e otimização de resultados.

1.1 Objetivos

Essa dissertação tem como objetivo principal avaliar a interação de algumas variáveis operacionais de um sistema de trigeriação e a forma que essas influenciam na distribuição de cada utilidade produzida, visando adequar o sistema

proposto a diversas aplicações, a depender das quantidades de utilidades necessária para atender o processo.

Com o intuito de atender o objetivo principal traçado, foi realizado uma análise do sistema de trigeriação e surgindo outros objetivos para a dissertação:

- Analisar a sensibilidade dos parâmetros operacionais do sistema de trigeriação, como a quantidade de ar em excesso, razão de compressão do compressor, eficiência da turbina, vazão de vapor produzido e temperatura de descarga dos gases na atmosfera, sobre a eficiência global do processo de trigeriação, indicando a configuração que proporciona o melhor aproveitamento energético.

- Analisar a sensibilidade do coeficiente de desempenho (COP) (do inglês, coefficient of performance) em relação à variação das pressões de alta e de baixa do ciclo de refrigeração por absorção (CRA), indicando as condições operacionais mais favoráveis ao sistema.

- Avaliar o desempenho energético do sistema de trigeriação, considerando a eficiência do ciclo de potência, a produção de vapor e a capacidade de refrigeração gerada.

- Identificar condições ótimas de operação, melhorando o desempenho global do sistema.

- Compreender melhor a sensibilidade dos parâmetros operacionais do sistema de trigeriação sobre as utilidades produzidas.

Após introduzir o assunto em questão na dissertação e os objetivos da mesma, o próximo capítulo será referente aos estudos e aplicações apresentados por outros autores.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Antes de iniciar a dissertação, foram analisados alguns dos assuntos envolvidos em questão e feito uma pesquisa para observar o que outros autores estão estudando a respeito do tema proposto para a dissertação.

2.1 Fundamentação teórica

Para se obter uma melhor compreensão do tema proposto, assim como entender o motivo das escolhas realizadas ao longo do desenvolvimento dessa dissertação, apresentam-se alguns conceitos que serão usados ao longo do trabalho.

2.1.1 Ciclo de Potência e trocador de calor

Para a produção de trabalho ou energia mecânica, utilizam-se os ciclos de potência. Existem diversos tipos de ciclos de potência e em cada um deles existe uma singularidade própria. Exemplos de ciclos de potência são: Carnot, Rankine, Otto, Brayton, entre outros. Korobitsyn (1998) fez um estudo dos principais ciclos termodinâmicos e da melhoria que pode ser obtida a partir da combinação de mais de um ciclo.

O ciclo de Carnot é um ciclo idealizado e que atingiria a eficiência máxima caso fosse possível de ser realizado. O diagrama do ciclo de Carnot apresenta um ciclo reversível que consiste em dois processos isotérmicos (B-C e D-A) e dois processos isentrópicos (A-B e C-D), sendo representado pela Figura 2.1.

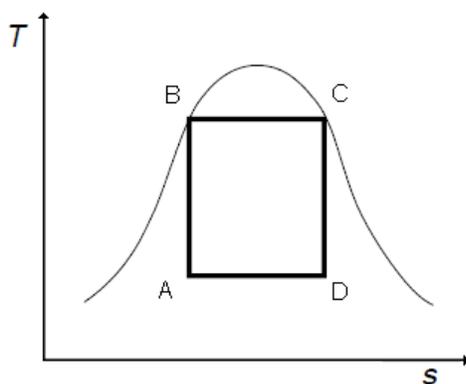


Figura 2.1 – Ciclo de Carnot (adaptado de Korobitsyn, 1998)

Para o cálculo da eficiência do ciclo de Carnot tem-se:

$$\eta_{Carnot} = \frac{W}{Q_{fornecido}} \quad (2.1)$$

$$\eta_{Carnot} = \frac{T_{quente} - T_{fria}}{T_{quente}} \quad (2.2)$$

nas quais:

η_{Carnot} = eficiência do ciclo de Carnot;

W = trabalho (kJ);

$Q_{fornecido}$ = calor adicionado ao sistema (kJ);

T_{quente} = temperatura da fonte quente (K);

T_{fria} = temperatura da fonte fria (K).

Na prática, não é possível reproduzir as condições apresentadas pelo ciclo de Carnot, pois todos os processos reais são irreversíveis, sendo encontrados problemas, principalmente, nas etapas descritas como isentrópicas, quando na realidade não são. A Figura 2.1, mostra que no ponto A, o fluido encontra-se como uma mistura de líquido mais vapor, fato que prejudica a utilização de uma bomba para a realização do trecho A-B. O mais adequado é o ponto A estar, ao menos, no estado de líquido saturado. Outro problema é no trecho C-D, onde tal expansão de volume pode ser produzida por uma turbina, a mistura de líquido mais vapor prejudica o funcionamento desse equipamento, e para a realidade é mais viável que esse ponto esteja em uma faixa mais próxima do vapor saturado ou, se possível, ultrapassando a curva de vapor saturado.

Um modelo que tenta contornar os problemas do ciclo de Carnot, é o ciclo proposto por Rankine, Figura 2.2.

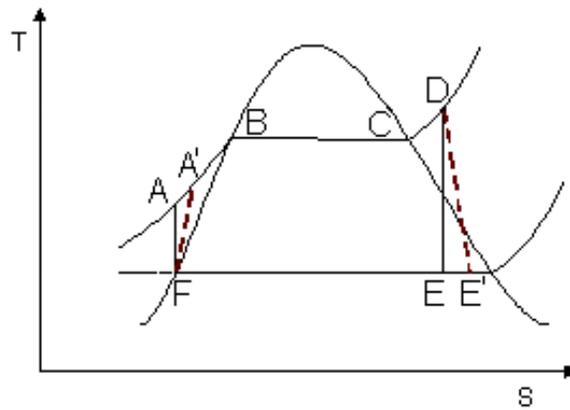


Figura 2.2 – Ciclo de Rankine.

O ciclo proposto na Figura 2.2, representado pela sequência A-B-C-D-E-F, apesar de minimizar os problemas já citados, continua sendo ideal por causas das etapas ditas como isentrópicas (D-E e F-A), para corresponder a um ciclo real, a sequência correta do diagrama são os números A'-B-C-D-E'-F.

O ciclo de Brayton, Figura 2.3, é o ciclo de potência utilizado no sistema proposto por essa dissertação, sendo apresentado um diagrama de pressão versus temperatura.

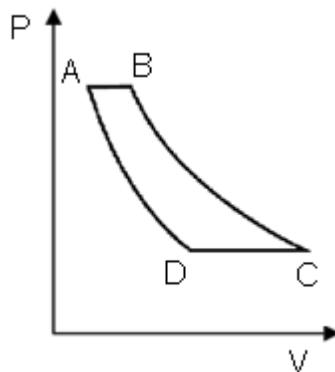


Figura 2.3 – Ciclo de Brayton.

De acordo com Korobitsyn (1998), o ciclo de Brayton é constituído pelas seguintes etapas:

- i) Ar em condições ambientes passa pelo compressor (D-A), havendo um aumento da temperatura e conseqüente aumento da entalpia;
- ii) Após comprimido, passa pela câmara de combustão (A-B), onde, juntamente ao combustível é queimado;
- iii) Ao sair da câmara de combustão, os gases quentes e com alta pressão passam pela turbina (B-C). Parte da potência mecânica gerada na turbina pode

ser usada para acionar o compressor, sendo uma parte dessa potência utilizada em geradores para produção de energia elétrica. Por ser um ciclo aberto, fisicamente, o exausto da turbina é então mandado para a atmosfera (C-D).

Em aplicações da trigeriação, a potência mecânica gerada pela turbina é utilizada para acionar um gerador, e com isso produzir energia elétrica que poderá ser utilizada onde for necessária.

Ao passar pela turbina, o gás sofre uma expansão, utilizando parte da energia envolvida no processo para a produção trabalho. A parcela de energia não aproveitada sai da turbina, sendo então chamada de gás de exaustão. Esse gás contém energia que pode ser aproveitada em outra etapa do processo. Para efeito de uma segunda geração de utilidades, pode-se recuperar parte da energia contida nos gases de exaustão da turbina, utilizando-se de um trocador de calor, produzindo vapor ou trocando calor com uma corrente de menor energia, aumentando a eficiência do processo.

Um diagrama do perfil de temperatura para um trocador operando em contracorrente, considerando a produção de vapor superaquecido, pode ser observado na Figura 2.4.

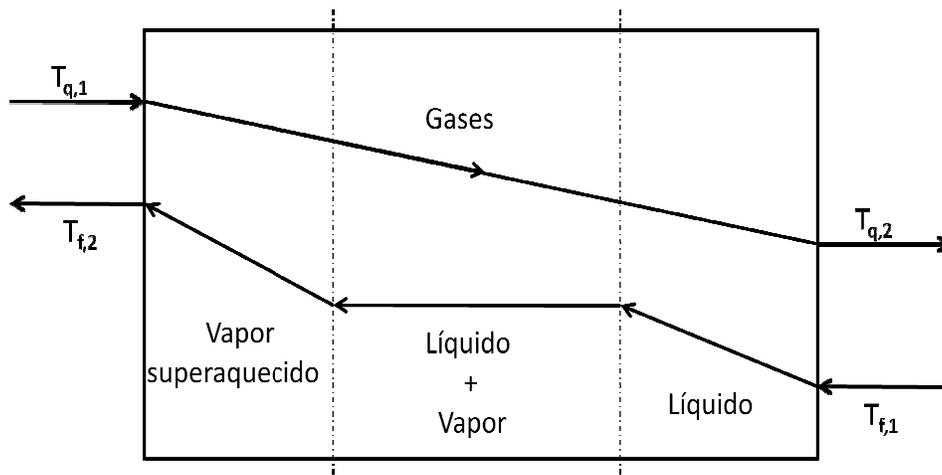


Figura 2.4 – Perfil de temperatura de um trocador de calor.

na qual:

- e = temperatura do fluido quente na entrada (1) e saída (2) da caldeira (K);
- = temperatura do fluido frio na entrada (1) e saída (2) da caldeira (K).

Para trocadores de calor, são utilizadas, principalmente duas equações, sendo uma para o cálculo da quantidade de calor transferida da corrente de maior temperatura para a corrente de menor temperatura, sem ocorrer mudança de fase, Equação (2.3), e a equação utilizada em projetos de trocadores de calor, que relaciona a quantidade de calor transferência entre as correntes e a área de troca térmica necessária, Equação (2.4):

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (2.3)$$

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (2.4)$$

nas quais:

\dot{Q} = fluxo de calor (kW);

\dot{m} = vazão mássica (kg.s⁻¹);

c_p = calor específico (J.kg⁻¹.K⁻¹);

ΔT = diferença de temperatura (K);

U = coeficiente global de troca térmica (kW.m⁻².K⁻¹);

A = área de troca térmica (m²);

Como se pode observar, a área de troca térmica é inversamente proporcional à diferença de temperatura, fazendo com que seja inviável se trabalhar com correntes cujas temperaturas de troca térmica sejam muito próximas, pois aumentaria bastante o preço do trocador.

2.1.2 Ciclo de refrigeração por absorção

De acordo com Srihirin et al. (2001), a maioria dos processos industriais queimam combustíveis fósseis para produzir calor ou vapor, sendo que após o processo, esse calor é rejeitado para as vizinhanças. Com isso, a refrigeração por absorção torna-se muito interessante, pois utiliza calor como fonte de energia para o ciclo e não a energia elétrica, como é o caso do sistema de compressão a vapor. Apesar de ser bem desenvolvida e dominante no mercado, a compressão a vapor apresenta alguns problemas relativos aos danos ambientais (efeito estufa, depleção da camada de ozônio e poluição atmosférica) provocados pelos fluidos

refrigerantes e ao crescente aumento no consumo mundial de energia elétrica e de origem fóssil.

O ciclo de refrigeração por absorção é uma alternativa viável, porque a energia utilizada pelo gerador pode ser de baixa qualidade. O CRA é capaz de produzir frio com o calor residual do processo que não mais seria utilizada, ou seja, seria desperdiçada.

Riffat e Qiu (2004) compararam três tipos de sistemas de refrigeração: compressão de vapor, termoelétrico e de absorção, analisando a capacidade de produção de frio, o custo de aquisição e operacional, o barulho produzido quando está em operação e COP de cada sistema, mostrando que cada um tem suas vantagens e suas desvantagens, tais como: a capacidade de refrigeração de um compressor a vapor doméstico é menor que um sistema doméstico de ar refrigeração por absorção, porém maior que o sistema termoelétrico; no caso analisado, o sistema de absorção consumiu uma pequena quantidade de eletricidade (480 W), somente para acionamento de bomba, enquanto sistemas termoelétricos e de compressor a vapor usam muito mais, 840 W e 1000 W, respectivamente; o somatório do custo de aquisição do equipamento e do custo operacional, para o mesmo período de tempo (11 anos), é menor para o sistema de absorção (941 £) e maior para o sistema termoelétrico (3379 £) entre outras.

Com base nas vantagens oferecidas pelo CRA, esse foi escolhido como responsável pela geração da utilidade fria, terceira etapa do sistema de trigeração. O CRA, simples, é constituído, basicamente por: um gerador, um condensador, um evaporador, um absorvedor, duas válvulas e uma bomba, como se observa na Figura 2.5.

O funcionamento do ciclo pode ser descrito por: o par refrigerante/absorvente é aquecido no gerador devido à taxa de calor (\dot{Q}_G) adicionada ao sistema, onde parte do refrigerante é vaporizada à temperatura de geração (T_G) e separada da solução contida no gerador (os pares refrigerante/absorvente mais utilizados atualmente são o amônia/água e água/brometo de lítio). O vapor do refrigerante passa para o condensador, onde troca calor com ar ou água, a uma taxa (\dot{Q}_C), fazendo com que o refrigerante ceda

calor até atingir à temperatura de condensação (T_C). O refrigerante em fase líquida, que se encontra a alta pressão, passa por uma válvula de expansão (VLV), onde ocorre uma queda de pressão, ocasionando a evaporação de parte do refrigerante. No evaporador, a mistura (líquido + vapor) de refrigerante, à baixa pressão, troca calor com o meio que se deseja resfriar, a uma taxa (\dot{Q}_E), sendo totalmente vaporizada à temperatura de evaporação (T_E) seguindo para o absorvedor. No gerador, após a vaporização de grande parte do refrigerante, restou uma solução pobre em refrigerante a uma alta temperatura e pressão. Essa solução pobre em refrigerante passa por uma válvula redutora de pressão (VLV) e chega ao absorvedor. No absorvedor, a solução pobre em refrigerante absorve o vapor oriundo da evaporação e forma-se uma solução rica em refrigerante. Tal processo de absorção é exotérmico e por isso o absorvedor precisa trocar calor com o ar ou a água, a uma taxa (\dot{Q}_A), na temperatura de absorção (T_A). Para o fechamento do ciclo, é utilizada uma bomba de recirculação de solução (BSC), que é responsável por aumentar a pressão da solução e retornar essa solução ao gerador (Khaliq, 2009).

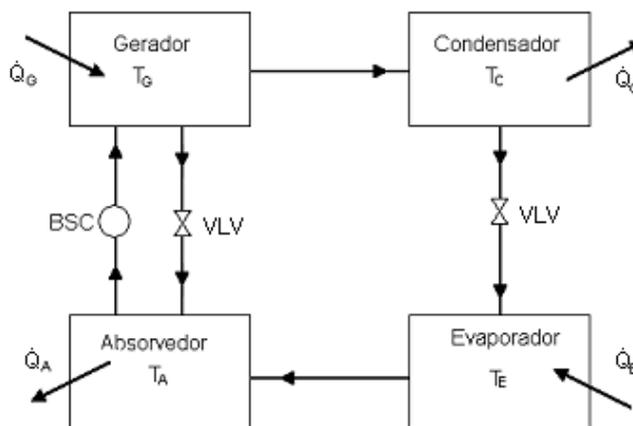


Figura 2.5 - Ciclo básico de refrigeração por absorção (adaptado Khaliq, 2009).

O Protocolo de Kyoto teve um papel fundamental no estudo de novos fluidos refrigerantes a serem utilizados, pois na maioria das vezes eram utilizados os clorofluorcarbonos (CFC's). Com a abolição do uso dos CFC's como fluido refrigerante, houve a necessidade da descoberta de novos fluidos para serem utilizados nos equipamentos de refrigeração, e que resultassem em rendimentos satisfatórios e que não fossem tão nocivos ao meio ambiente.

Apesar da existência de vários fluídos utilizados para a refrigeração, atualmente, os pares refrigerante/absorvente mais utilizados nos ciclos de refrigeração por absorção são: amônia-água ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$), onde a amônia é o líquido refrigerante e a água é o líquido de absorção; brometo de lítio-água ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$), onde a água é o refrigerante e o brometo de lítio o absorvente (Srikhirin et al. 2001).

White e O'Neill (1995), mostraram diferentes configurações para o CRA que utiliza como par refrigerante/absorvente amônia e água, mostrando que a depender da configuração utilizada, é possível reduzir o tamanho de alguns equipamentos e aumentar a eficiência termodinâmica do processo em 5 %.

Geralmente, se utiliza $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ como par refrigerante/absorvente para temperaturas de refrigeração acima de 5 °C e $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ para temperaturas de refrigeração entre -60 °C e 5 °C (Heteu e Bolle, 2002).

Por se tratar de uma solução salina, o par refrigerante/absorvente $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ tem a possibilidade de se cristalizar, explicando o fato de esse par não ser utilizado a temperaturas abaixo de zero (Hwang, 2004). Como medidas de segurança, Liao e Radermacher (2007) expõem seis possíveis causas para a cristalização do par refrigerante/absorvente (temperatura ambiente elevada; temperatura ambiente baixa quando utiliza a carga máxima; vazamento de ar no equipamento de refrigeração; muito calor cedido ao reator ou à unidade de dessorção, aumentando a concentração da solução no ponto onde a cristalização pode acontecer; falha na diluição após desligamento; quando a temperatura de água de refrigeração está muito baixa e a temperatura ambiente e/ou dos gases de exaustão estão alta) e explicam como prevenir que tal fenômeno aconteça.

O coeficiente de desempenho (COP) é utilizado com muita frequência como um dos parâmetros para caracterizar o desempenho de um ciclo de refrigeração (Shiran et al., 1982). Tal coeficiente relaciona a taxa de refrigeração e a taxa de calor adicionada ao gerador. O COP é um importante indicador para se saber se o ciclo está sendo utilizado do modo mais eficiente possível, sendo inclusive adotado pela maioria dos autores como um dos critérios técnicos para a análise do ciclo termodinâmico.

2.1.3 Equações para análise dos ciclos

A análise termodinâmica é tida como uma ótima ferramenta para se identificar formas para aumentar a eficiência do uso de combustível e a eficiência global de um sistema, além de determinar melhorias na configuração das correntes de uma planta que existe a trigeriação (Minciuc et al., 2003).

Dentro da análise termodinâmica tem-se a opção de analisar um sistema através da 1ª e da 2ª Lei da Termodinâmica, tanto de forma separada como combinada.

A análise através da 1ª Lei da Termodinâmica permite uma avaliação com relação à energia do sistema (conversão de energia), mas não permite identificar as irreversibilidades do sistema (como e onde elas ocorrem). A análise por meio da 2ª Lei da Termodinâmica permite outro tipo de avaliação, indicando o local de ocorrência das irreversibilidades do sistema (Khaliq e Kumar, 2008).

A equação da Primeira Lei da Termodinâmica é apresentada pela Equação 2.5.

$$\frac{d}{dt}(U + E_c + E_p) = \sum \dot{m}(H + E_c + E_p) + \dot{Q} + \dot{W} \quad (2.5)$$

Considerando-se o volume de controle em um processo de fluxo contínuo, regime permanente, com a variação da energia cinética e potencial desprezíveis e substituindo a Equação 2.6 na Equação 2.5, chega-se à Equação 2.7, expressão mais simplificada para a Primeira Lei da Termodinâmica para regime permanente, que será utilizada para o balanço energético em cada equipamento do ciclo.

$$H = U + PV \quad (2.6)$$

$$\Delta H = \dot{Q} - \dot{W} \quad (2.7)$$

Equações especificadas para o cálculo do trabalho e do calor envolvidos nos principais equipamentos, assim como para o cálculo da eficiência do ciclo de potência e da eficiência global do sistema de trigeriação, são apresentadas ao longo do presente tópico.

O trabalho realizado pelo compressor pode ser calculado do modo apresentado pela Equação 2.8:

$$(\dot{W}_{comp}) = \dot{m}_{[i]} \cdot (h_{saída} - h_{entrada}) \quad (2.8)$$

De forma análoga, o trabalho realizado pela turbina pode ser calculado como mostra a Equação 2.9:

$$(\dot{W}_{turb}) = \dot{m}_{[i]} \cdot (h_{saída} - h_{entrada}) \quad (2.9)$$

A equação relacionada ao cálculo do calor do condensador e do evaporador são explicitadas pelas Equações 2.10 e 2.11.

$$(\dot{Q}_{cond}) = \dot{m}_{[i]} \cdot (h_{saída} - h_{entrada}) \quad (2.10)$$

$$(\dot{Q}_{evap}) = \dot{m}_{[i]} \cdot (h_{saída} - h_{entrada}) \quad (2.11)$$

Para os cálculos que envolvem as válvulas de expansão, lembrando que o processo é adiabático, tem-se a Equação 2.12 e em seguida a Equação 2.13, que é uma consequência da simplificação apresentada na equação anterior.

$$0 = \dot{m}_{[i]} \cdot (h_{saída} - h_{entrada}) \quad (2.12)$$

$$h_{entrada} = h_{saída} \quad (2.13)$$

Para a análise do ciclo de refrigeração por absorção, faz-se necessário o cálculo do COP, que é a razão entre o calor retirado do meio e o calor fornecido ao ciclo, como apresentado na Equação 2.14:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{ref}} \quad (2.14)$$

na qual:

\dot{Q}_{evap} = taxa de calor no evaporador (kW) (frio produzido);

\dot{Q}_{ref} = taxa de calor no refervedor (kW) (calor fornecido).

Alguns autores como Ameri et al. (2010) acrescentaram no denominador a parcela referente ao trabalho realizado pelas bombas, porém por se tratar de um valor bem pequeno, em comparação aos valores do calor do evaporador e do calor do refeedor apresentados no sistema, essas parcelas serão desprezadas no presente trabalho.

Os cálculos da eficiência isentrópica do ciclo de potência (η_{pot}), assim como da eficiência global do sistema de trigeriação (η_{tri}) dependem do calor fornecido ao sistema ($Q_{fornecido}$). Para o cálculo do calor fornecido ao sistema, será considerada somente a entalpia de combustão liberado na queima do combustível.

Sendo assim, a eficiência do ciclo de potência apresentado é definida pela razão entre a soma do trabalho útil (diferença entre o trabalho produzido na turbina e o trabalho consumido no compressor) e o calor fornecido ao sistema. O cálculo dessa eficiência utiliza parâmetros já citados, além do calor total fornecido ao sistema ($Q_{fornecido}$), como demonstra a Equação 2.15.

$$\dot{Q}_{fornecido} = \Delta H_{reação} = \sum \dot{m}_i x PCI_i \quad (2.15)$$

$$\eta_{pot} = \frac{\dot{W}_{turb} - \dot{W}_{comp}}{\dot{Q}_{fornecido}} \quad (2.16)$$

Para o cálculo da eficiência energética da trigeriação, também conhecido como a eficiência de utilização do combustível, será adotada a equação proposta por Al-Sulaiman et al. (2010), onde se observa, além do fator relacionado ao trabalho útil, a presença do termo relacionado à troca de energia na caldeira de recuperação para a geração de vapor d'água (\dot{Q}_{vapor}) e da quantidade de frio produzido (\dot{Q}_{evap}), sendo assim, para o cálculo da eficiência global do sistema de trigeriação utiliza-se também as Equações 2.17 e 2.18.

$$\dot{Q}_{vapor} = \dot{m}_{[i]} \cdot (h_{saída} - h_{entrada}) \quad (2.17)$$

$$\eta_{tri} = \frac{\dot{W}_{turb} - \dot{W}_{comp} + \dot{Q}_{vapor} + \dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{fornecido}} \quad (2.18)$$

Analicamente, a eficiência global do sistema de trigeriação pode ser definida pela razão entre todo o tipo de energia aproveitado pelo sistema pelo total de energia concedido ao sistema.

Autores como Khaliq et al. (2009) levaram em conta, no numerador, a parcela do trabalho realizado pelas bombas, porém, como dito anteriormente, esse dado também será considerado desprezível para o caso da eficiência global da trigeriação.

Numa análise combinando as duas leis da termodinâmica é possível se fazer uma análise exergética do processo, para saber de maneira mais precisa em qual equipamento a energia não está sendo transformada de modo mais eficiente. A análise exergética permite identificar um local para mudanças que aumentará a eficiência do processo. A exergia destruída é a responsável pela eficiência do sistema ser menor que a eficiência teórica (Bejan, 2002).

2.2 Revisão Bibliográfica

Para saber o estado da arte do assunto em questão, foram feitas pesquisas em artigos e revistas, sendo possível observar as áreas de atuações de diversos autores. Com base nessa pesquisa, foi possível a elaboração dos subtópicos a seguir.

2.2.1 Cogeração

Fato bem comum nas indústrias é a necessidade de utilidades quentes, frias e de energia mecânica ou eletricidade. Com isso, surgiu com a proposta de produzir trabalho e uma utilidade quente partindo da queima de apenas um combustível. Com o passar dos anos e o desenvolvimento das tecnologias, foi observada a oportunidade de aumentar ainda mais a eficiência energética do

processo, utilizando a energia que seria desperdiçada para poder acionar um ciclo de refrigeração e produzir o frio.

A cogeração (produção de trabalho e calor) também chamada de CHP (do inglês, *combined heat and power*) já é amplamente aplicada em diversos processos. Um relatório produzido pela *International Energy Agency* (2008) apresenta diversos países, como Brasil, Japão, Espanha, Estados Unidos, etc., que já utilizam a cogeração como tentativa de redução de emissão de gases à atmosfera e também como um modo de reduzir custos na produção de energia. Assim, com diversas aplicações da cogeração, o estudo de viabilidade para a aplicação da trigerção não se torna muito complicado.

Onowwiona 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 eletricidade surgia como produto do trabalho realizado. Segundo eles, a cogeração se tornou realmente importante com a crise dos combustíveis em 1973, que aumentaram os preços dos combustíveis e não se podia confiar no sistema de distribuição do combustíveis. Com isso surge a necessidade de processos mais eficientes e de novas fontes de energia. Essa tecnologia, a cogeração, também pode ser aplicada para ambientes residenciais ou para ambientes comerciais, tais como: hospitais, hotéis e edifícios institucionais.

Najjar (2000) resumiu diversas pesquisas relacionadas à cogeração ao longo de dez anos, entre os anos de 1989 e 1999, e reafirmou 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 as indústrias química, petroquímica, têxtil, celulose e as relacionadas à agricultura.

Além da eficiência energética, autores como Silveira (2003) e Yilmaz (2006) realizaram estudos para a otimização exergética de um sistema de cogeração, mostrando pontos de maiores perdas ao longo do ciclo. O ciclo de potência utilizado pelo primeiro foi o ciclo de Rankine e o ciclo de Brayton foi utilizado pelo segundo.

Biezma e San Cristobál (2006) explicaram que os principais critérios que devem ser levados em consideração no estudo da instalação de um sistema de cogeração são baseados em parâmetros técnicos (qual o tipo de turbina mais adequada para ser utilizada; possibilidades de combinação de ciclos; tipos de motores utilizados no processo) e econômicos, dos quais os principais são o valor presente líquido (VPL), taxa interna de retorno (TIR) e o tempo de retorno do investimento (TRI).

Szklo et al. (2000) fizeram uma avaliação da utilização da cogeração em um Shopping Center e em uma indústria química, ambas localizadas no sudoeste 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, pelo governo foram 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.

O fato de produzir a energia que será consumida é muito importante, pois possibilita uma folga na quantidade de energia disponível à indústria evitando problemas maiores como paradas não programadas.

2.2.2 Trigeração

A trigeração foi introduzida em meados da década de 90 numa tentativa de aumentar a eficiência energética do sistema e reduzir as emissões dos gases que provocam o efeito estufa (Lin et al., 2007).

A trigeração é um sistema desenvolvido partindo da cogeração (geração de calor ou vapor de processo, e trabalho), onde a energia desperdiçada nesse processo é utilizada em um ciclo de refrigeração por absorção, gerando uma utilidade fria, aumentando assim a produtividade do processo.

O processo de trigerção começa com a produção da energia mecânica, o que pode ser feito de maneiras diferentes, a depender do ciclo de potência que se deseja utilizar, passando então por uma caldeira de recuperação e finalmente parte da energia que não foi utilizada aciona o ciclo de refrigeração por absorção. Uma representação geral para o processo de trigerção pode ser observado na Figura 2.6.

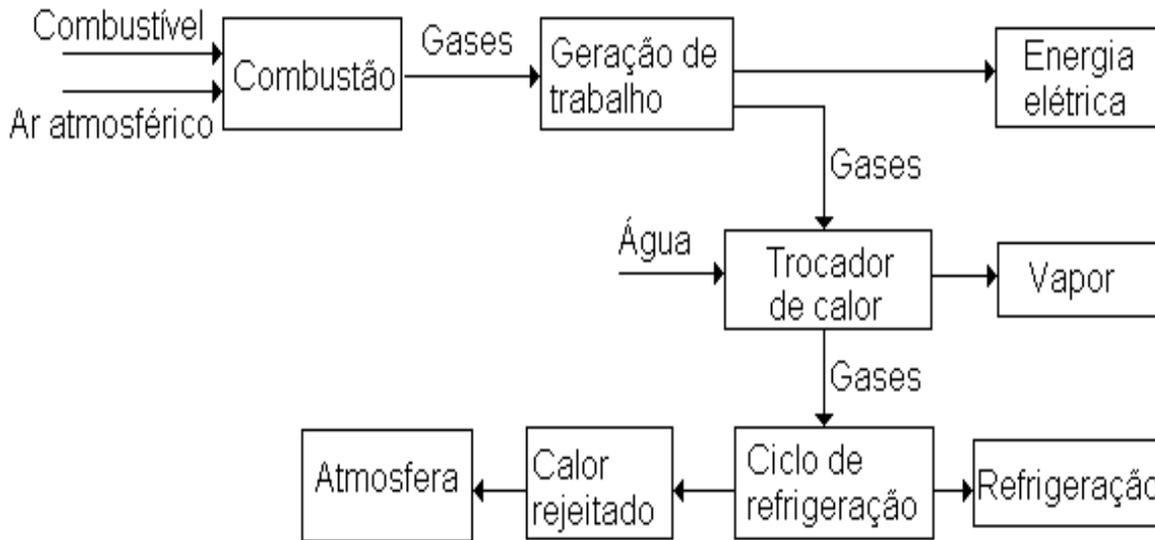


Figura 2.6 - Representação geral da trigerção.

Devido à possibilidade de diversas configurações para um processo de trigerção, as utilidades produzidas não necessariamente precisam ser utilizadas no mesmo processo no qual foram geradas. As utilidades produzidas podem ser utilizadas dentro do próprio processo, visando uma otimização do rendimento total, como foi mostrado no trabalho de Santoyo e Cifuentes (2003). Ou, caso não haja necessidade de utilidade fria em alguma linha do processo, o frio gerado pode ser utilizado para a climatização de algumas dependências da fábrica, pois com a busca crescente por conforto, numa atual situação em que a temperatura média terrestre vem crescendo cada vez mais, acaba-se gastando muito com aparelhos de ar condicionado ou até mesmo serem vendidas para alguma empresa que tenha interesse. Essa medida reduziria, por exemplo, os gastos com energia, assim como diminuiria a poluição atmosférica. Porém, a melhor configuração irá depender de fatores econômicos como disponibilidade de combustível, preço pago

pela energia elétrica, necessidade de frio e de calor do processo (Dharmadhikari, 1997).

Calva et al. (2005) desenvolveram um modelo termodinâmico baseado na integração energética que possibilita uma rápida e confiável avaliação do tipo de equipamento se utilizar para alcançar o melhor desempenho energético do sistema.

A utilização da tecnologia da trigerção traz ainda como benefício a oportunidade de combinar a geração das utilidades permitindo às empresas atender à demanda total de energia de um modo mais lucrativo e mais eficiente (Chicco e Mancarella, 2006).

Emho (2003) apresentou um estudo com vários exemplos de lugares que utilizam a tecnologia da trigerção, evidenciando aumento da eficiência energética em todos eles. São apresentados dados quantificados das áreas a serem refrigeradas e quantidade de frio produzida para atender a demanda requerida por essa área também.

Em sistemas de trigerção a fonte de energia utilizada pode ser proveniente da queima do óleo, do carvão, da biomassa, do gás natural ou até mesmo proveniente da radiação solar. De acordo com Ameri et al. (2010), pela disponibilidade, preço baixo, eficiência apresentada e um menor impacto ambiental, o gás natural é um dos combustíveis mais atrativos.

A tecnologia da trigerção aumenta a eficiência global do processo e diminui o impacto ambiental. O grau de otimização da planta de trigerção vai depender do desempenho de cada unidade em particular, assim como da interação entre elas (Al-Sulaiman et al., 2011).

A aplicação de sistemas de trigerção é bastante abrangente, sendo citados, a seguir, alguns trabalhos relacionados a diferentes setores. Foi observado que inicialmente os sistemas de trigerção eram utilizados dentro das indústrias, em geral de grande escala, porém, atualmente encontram-se casos aplicados a hospitais, hotéis, áreas residenciais, supermercados, aeroportos e etc., em escalas menores,

Bassols et al. (2002), trouxeram um estudo da aplicação em uma indústria alimentícia localizada na Holanda. Ziher e Poredos (2006) fizeram um estudo da economia obtida com a instalação da trigeração em um hospital na Eslovênia.

Bruno et al. (2009) avaliaram diferentes configurações para a produção do frio, analisando sistemas de absorção de simples estágio e de duplo efeito e analisando também a influência de pares refrigerante/absorvente como amônia-água e brometo de lítio-água. A trigeração foi aplicada em uma unidade de tratamento de esgoto na Espanha. A utilização do CRA de duplo efeito (esse ciclo possui dois geradores em sua configuração) permite alcançar um maior valor para o COP, porém exige a utilização de um gerador extra, existindo três níveis de pressão no sistema ao invés de duas, como observado no CRA de efeito simples.

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

Temir et al. (2004) fizeram um estudo de viabilidade, tempo de retorno do investimento e de lucro (períodos de 2, 5, 10,15 e 20 anos) baseados em dados reais de uma indústria que produz tubos isolados em Istambul, Turquia. Nos estudos, foi levada em consideração a quantidade de eletricidade, o calor e a capacidade de refrigeração requerida ao longo do processo.

Considerando que hospitais são fortes candidatos a utilizarem a trigeração, Kavvadias e Maroulis (2010) fizeram o estudo caso de um hospital com 300 camas, onde 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 idéia é também conhecida como eficiência de Pareto. Foi realizada a avaliação 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, não uma nova energia, por isso que vale a pena ser utilizado”. Seguindo no mesmo setor de aplicação, Malico et al. (2009) mostram os benefícios da implementação da trigeração em um hospital, levando em consideração o consumo ao longo das quatro estações do ano. Para a produção de eletricidade e calor foi utilizado o sistema de células combustíveis e para a produção do frio um CRA.

Desideri et al. (2009), mostraram as vantagens, as limitações e uma análise econômica da implantação do sistema de trigeração em um hotel localizado na província de Perúgia, Itália, como uma redução de 40% na emissão de CO₂ e um tempo de retorno do investimento por volta de 12 anos.

Cardona e Piacentino (2003) desenvolveram uma metodologia para o dimensionamento dos principais equipamentos da planta de trigeração a ser instalada. Tal método é baseado em um prévio conhecimento da quantidade de cada utilidade utilizada no sistema proposto. Como exemplo, eles utilizam dados de três hotéis de diferentes tamanhos e consumo das utilidades, localizados na área do mar Mediterrâneo, garantindo uma redução entre 25% e 35% da energia utilizada em um ano e conseqüentemente, redução na emissão de poluentes e CO₂.

A utilização da utilidade fria em residências e áreas comerciais é muito importante, porque cresce cada vez mais a demanda por conforto entre as pessoas. Essa demanda crescente pode ser explicada pelo aumento da temperatura decorrente da emissão de gases poluentes e seus efeitos na atmosfera (Grisel et al., 2010). Ainda no âmbito residencial, Godofrey et al. (2007) sugerem o design de trigeração de pequena escala, utilizando outro tipo de tecnologia para produção do frio, um ciclo com ejetor e testando dois tipos de fluido de refrigeração, o hidrofluoreter-7100 (HFE 7100) e o hexafluoropropano (HFC 236fa) gerando um COP de 0,23.

Parise et al. (2011), desenvolveram um modelo de trigeração cujo combustível utilizado é o biocombustível e usa um ciclo de compressão a vapor para a produção do frio. Após a comparação dos resultados obtidos pelo modelo proposto com a literatura, são utilizados os dados de um complexo comercial

localizado em Hong Kong onde 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 %.

Ge et al. (2009) analisaram a influência da razão de compressão, temperatura ambiente, fluxo mássico do combustível e as taxas de recuperação ao longo do sistema de trigeração. O estudo foi baseado em um processo já existente em um supermercado localizado no Reino Unido que utiliza um ciclo de refrigeração por absorção, cujo par refrigerante/absorvente é amônia e água. Ainda no Reino Unido, Sugiarta et al. (2009) apresentaram uma avaliação econômica, de impacto ambiental e de eficiência energética da trigeração para atender uma área do supermercado de 2.800 m², para o sistema utilizando o CRA de simples estágio, 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.

Na Itália, Arteconi et al. (2009) conduziram um estudo de viabilidade econômica da trigeração em um supermercado com área de 10.000 m² funcionando 310 dias por ano. Os estudos foram realizados com base nas tarifas impostas pelo governo italiano, resultando em um tempo de retorno do investimento menor do que 5 anos.

Além de citar exemplos de aeroportos que usam a tecnologia da cogeração (CHP) e trigeração (CHCP), tais como: aeroporto JFK, Nova Iorque (planta CHP com capacidade de 90 MW_e); o aeroporto Heathrow, Londres (planta CHP com capacidade de 50 MW_e); o aeroporto Malpensa, Milão (planta CHCP com capacidade de 50 MW_e); e a planta de Kuala Lumpur, Malásia (CHCP com capacidade de 40 MW_e), Cardona et al. (2006) fizeram uma análise técnica e econômica da viabilidade de aplicação do sistema de trigeração em outros três aeroportos localizados na Itália, concluindo não haver nenhum impedimento técnico e que acarretaria em economia da energia primária, redução do custo operacional e redução na emissão de poluentes para a atmosfera.

Segundo Heteu e Bolle (2002), embora o investimento para a implantação da trigeração seja alto, ela se torna mais viável que a produção da energia

mecânica, do vapor e da utilidade fria separadamente. Vale lembrar que sempre será o projeto econômico, com valores reais das tarifas cobradas por cada utilidade, avaliação dos custos envolvidos no processo, assim como o tempo de retorno do investimento disponibilizado para implementar as mudanças propostas que será o fator decisivo para julgar se a tecnologia da trigeriação será viável de ser aplicada.

Após a exposição das áreas que outros autores estão pesquisando, exemplos reais de aplicações da trigeriação ao redor do mundo e alguns dados de melhorias do processo com a implementação da tecnologia em estudo, foi possível observar a vasta aplicação para sistemas de trigeriação, porém não foram encontrados artigos que ajudassem na escolha das melhores condições operacionais do sistema de trigeriação para que fossem alcançadas as quantidades de produtos (utilidades) necessárias em cada processo distinto, ou seja, quais situações favorecem mais o trabalho útil, a quantidade de vapor ou a capacidade de refrigeração produzida.

No próximo capítulo serão apresentadas as ferramentas utilizadas para realizar as simulações, as equações e cálculos necessários para se fazer as análises propostas e alguns problemas encontrados ao longo da elaboração da dissertação.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Nesse capítulo serão explorados os materiais e métodos utilizados na elaboração da dissertação, além de fatos que influenciaram nas decisões tomadas ao longo da simulação do processo e equações utilizadas como base para a análise energética.

3.1 Validação das simulações

Inicialmente, foi feita uma revisão bibliográfica para poder verificar o estado da arte e a partir disso foi escolhido um artigo para ser utilizado como base para o desenvolvimento da dissertação.

Após a avaliação da literatura, não foi encontrado um trabalho que fornecesse informações suficientes para a reprodução dos sistemas estudados. Por esse motivo, optou-se pela escolha de dois artigos distintos relacionados ao tema proposto para a construção do sistema de trigerção.

Foi, então, escolhido o artigo proposto por Ameri et al. (2010), cujo título é: *Thermodynamic analysis of a tri-generation system based on micro-gas turbine with a steam ejector refrigeration system*, por se tratar de um sistema de trigerção e apresentar dados que possibilitariam uma possível comparação de resultados para o sistema de cogeração. Nesse artigo, uma das conclusões feitas pelos autores foi o fato de que para a produção de frio, a utilização de um sistema de refrigeração com absorvedor teria um coeficiente de desempenho maior do que o sistema de refrigeração com ejetor utilizado.

Após escolhido o trabalho base para a cogeração, foi necessária a escolha de um trabalho que utilizasse o ciclo de refrigeração por absorção e que fornecesse dados que possibilitasse uma futura reprodução. Após o estudo de outros artigos, foi escolhido o sistema proposto no trabalho de Colonna e Gabrielli (2003), cujo título é: *Industrial trigeneration using ammonia–water absorption refrigeration systems (AAR)*. Tal artigo apresenta dados operacionais e condições de correntes (concentração, vazão e estado da matéria) bem claros, permitindo a comparação dos resultados obtidos. O par absorvente/refrigerante utilizado no ciclo de refrigeração por absorção é amônia e água.

Sendo assim, faz-se necessária a reprodução do ciclo de potência e vapor (cogeração) proposto por Ameri et al. (2010) e também a reprodução do sistema de refrigeração por absorção proposto por Colonna e Gabrielli (2003) para poder validar o método utilizado na dissertação.

Uma vez identificados os artigos que seriam utilizados como base, foi necessária a definição de como seriam feitas suas reproduções para assim validar o método adotado para a análise do sistema de trigerção. A ferramenta escolhida foi o simulador de processos Aspen HYSYS®, versão 7.2 para a tentativa de reprodução dos dados apresentados pelos artigos.

Para iniciar as simulações, foi necessária a escolha do pacote termodinâmico a ser utilizado no simulador de processos. Apesar da equação de estado proposta por Peng-Robinson ser considerada excelente para a predição das propriedades termodinâmicas de hidrocarbonetos e compostos apolares como metano, etano e propano utilizados nas simulações (Chen, 2002), a reprodução dos resultados para compostos polares, no caso amônia e água, foi julgada como boa, por apresentar resultados com poucos desvios quando comparados aos dados do artigo, não necessitando fazer modificações nas regras de mistura da equação de Peng-Robinson.

- Ciclo de potência e vapor (cogeração):

Pode ser observado na Figura 3.1 o fluxograma de um sistema de cogeração. O processo se inicia com a corrente de ar atmosférico [1] (21% O₂ e 79% N₂, molar) entrando no compressor (comp-100), cuja saída é representada pela a corrente [2], que segue para o trocador de calor (TC-100) e se transforma na corrente [3] que é enviada para a câmara de combustão, juntamente com a corrente de combustível [27]. A presença do trocador de calor (TC-100), utilizado para pré aquecer a corrente [3], é típico de um processo regenerativo, sendo esse um ciclo de turbina a gás regenerativa. O combustível utilizado é o gás natural [27], cuja composição foi indicada na Tabela 3.2. As reações de combustão que ocorrem dentro da câmara de combustão (R-100) são mostradas pelas Equações 3.1, 3.2 e 3.3.

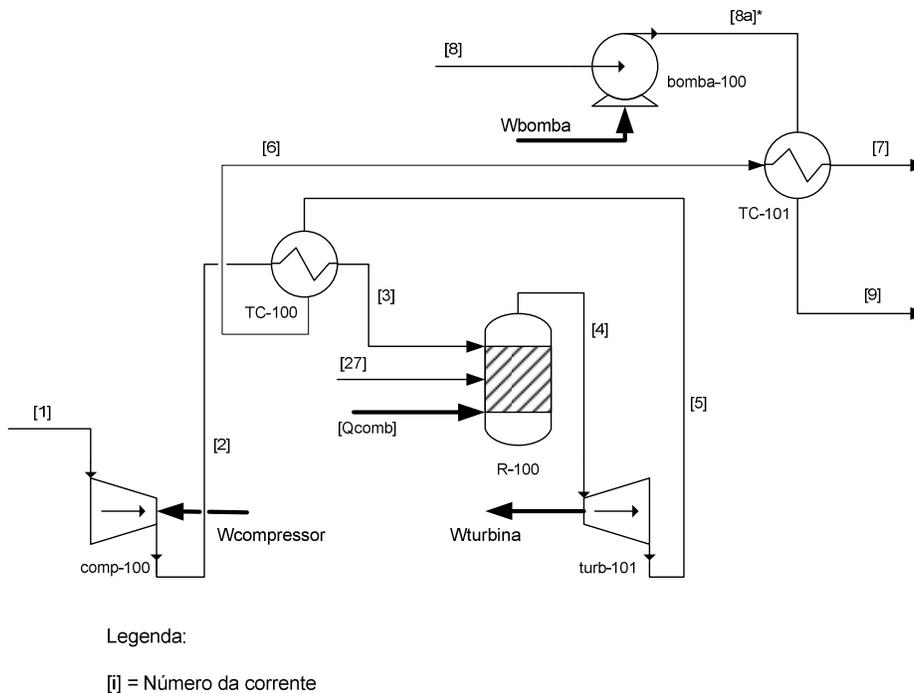
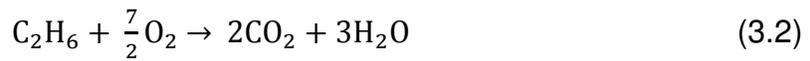


Figura 3.1 - Fluxograma da cogeração.

A corrente [4], na saída da câmara de combustão (R-100), alimenta a turbina (turb-101), onde parte do trabalho produzido será utilizada para acionar o compressor (comp-100) e parte para a produção de energia elétrica, com o auxílio de um gerador que não foi incluído na simulação. O exausto da turbina (turb-101) é representado pela corrente [5].

A corrente [5] passa pelo trocador de calor (TC-100) pré-aquecendo a corrente [2] e se transformando na corrente [6] que passa pelo trocador de calor (TC-101) e se transforma na corrente [7].

Água pura também é alimentada ao sistema pela corrente [8] e ao passar pela bomba (bomba-100) se transforma na corrente [8a] (não representada no artigo tomado como base), que é a corrente de alimentação da caldeira de recuperação (TC-101), responsável pela produção de vapor. A corrente [8a] troca calor com a corrente [6] e se transforma na corrente [9], que está no estado de vapor superaquecido.

O combustível utilizado no sistema foi o gás natural, porém o artigo base usado nesse trabalho não forneceu a composição desse combustível. Assim, para iniciar a simulação, foi escolhida a composição do gás natural obtida de Cipolato (2008), que por sua vez usou a composição do gás natural da planta de liquefação da GásLocal, localizada em Paulínia, São Paulo. Foi então simulado o processo de cogeração, porém os resultados obtidos não foram similares aos apresentados no artigo, principalmente em relação à temperatura do vapor produzido (corrente [9] da Figura 3.1). Para se certificar de que os resultados obtidos eram confiáveis, foi feito o cálculo manual do balanço de energia na caldeira (responsável pela produção do vapor), sendo que na simulação esse é representado por um trocador de calor (vide Anexo A), verificando que o valor simulado utilizando tal composição de gás natural estava correto, porém com valor diferente do encontrado no artigo.

Após a tentativa de simulação com outras composições do gás natural, utilizando a composição do gás natural fornecida pela Bahiagás (companhia de gás da Bahia), observou-se que os dados gerados nessa nova simulação eram muito mais próximos que os valores da literatura. Para confirmar que a composição do gás natural utilizada estava de acordo com a utilizada por Ameri et al. (2010), entrou-se em contato com o autor do artigo, por e-mail, sendo enviado os valores da composição que gerou valores bem similares e perguntando se tal composição estava coerente com a utilizada por ele. O autor então respondeu o e-mail confirmado a composição utilizada, a qual foi então adotada nas simulações.

Com a finalidade da comparação entre as composições do gás natural utilizadas na primeira simulação e na simulação cujos valores foram similares aos do artigo, é apresentada a Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Composição do gás natural.

Componente	GásLocal (% molar)	Bahiagás (% molar)
Metano (CH ₄)	90,70	88,82
Etano (C ₂ H ₆)	6,80	8,41
Propano (C ₃ H ₈)	1,30	0,55
Butano (C ₄ H ₁₀)	0,30	-
Nitrogênio (N ₂)	0,70	1,62
Oxigênio (O ₂)	0,20	-
Dióxido de carbono (CO ₂)	-	0,60

A Figura 3.2 é o fluxograma da cogeração apresentando os valores fornecidos por Ameri et al. (2010), exceto a corrente [8a]. No artigo, não foram colocados a corrente [8a] nem a bomba (bomba-100), a caldeira de recuperação era alimentada diretamente pela corrente [8], porém, com o intuito de representar o processo da maneira mais clara possível, esses dois elementos foram adicionados, sendo essa a razão do asterisco.

As descrições de todas as correntes envolvidas no processo estão apresentadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Descrição das correntes da cogeração.

Corrente	Descrição
1	alimentação com ar atmosférico
2	saída do comp-100
3	saída do TC-100 e alimentação do R-100
4	saída de topo do R-100 e entrada na turb-101
5	exausto da turb-101
6	saída do TC-100 e entrada do TC-101
7	saída do TC-101
8	alimentação de água
8a	saída da bomba-100 e entrada do TC-101
9	saída do TC-101
27	alimentação com combustível do R-100

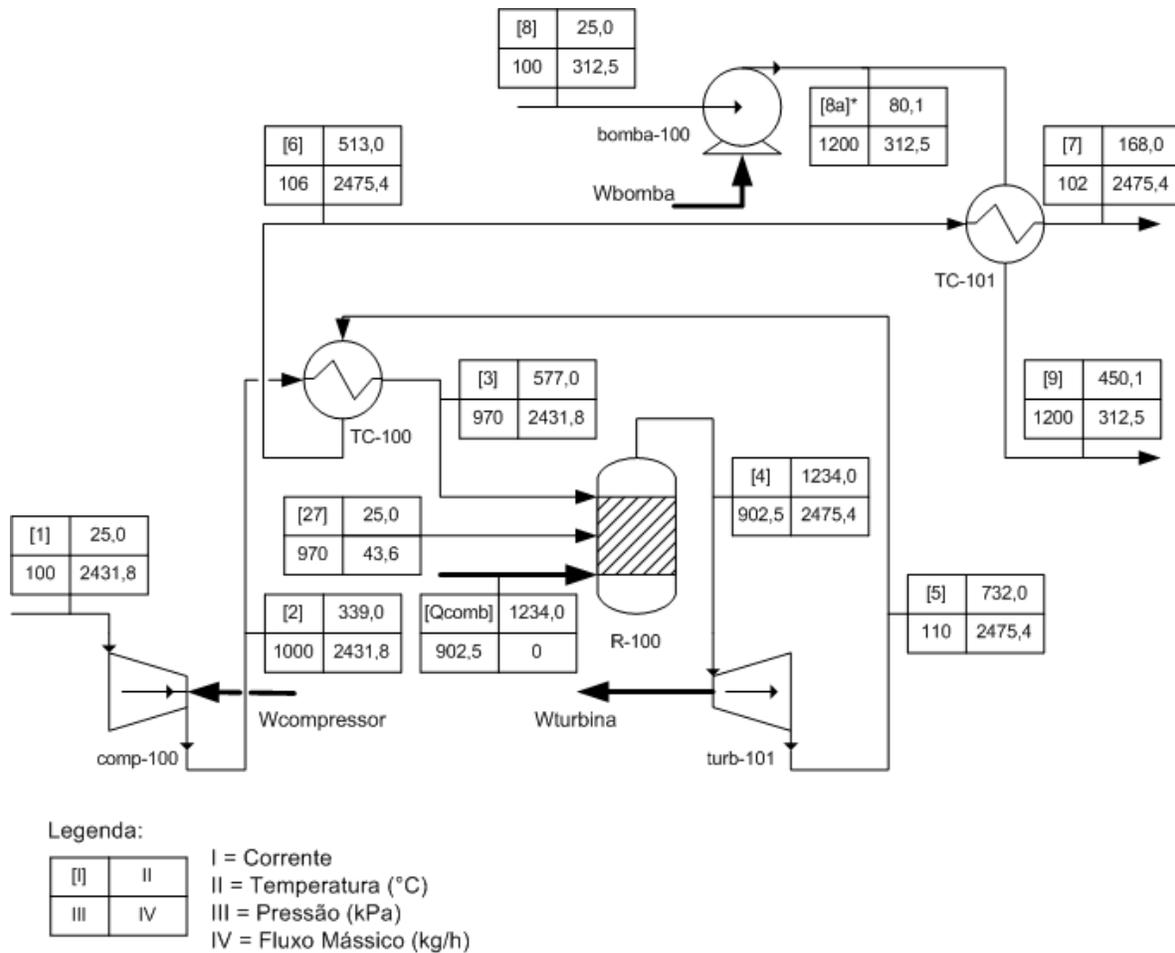


Figura 3.2 - Fluxograma do processo de produção de trabalho e calor.

Além das condições das correntes observadas no fluxograma da Figura 3.2, foram fixados por Ameri et al. (2010) valores operacionais que são indicados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Parâmetros fixados para realizar a simulação da cogeração.

Parâmetro operacional	Valor	Unidade
(comp-100): eficiência isentrópica	85,00	%
(turb-101): eficiência isentrópica	85,00	%
(TC-100): queda de pressão do tubo (ΔP)	30,00	kPa
queda de pressão do casco (ΔP)	4,00	kPa
(TC-101): queda de pressão do tubo (ΔP)	4,00	kPa
queda de pressão do casco (ΔP)	0,00	kPa

- Sistema de refrigeração por absorção:

O fluxograma de um sistema de refrigeração por absorção é observado na Figura 3.3.

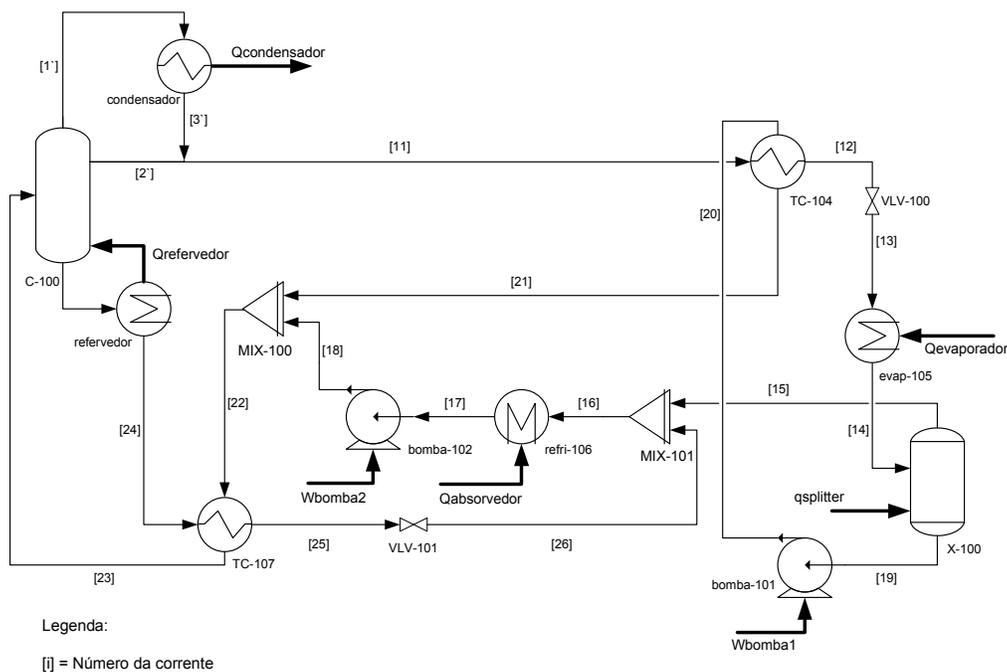


Figura 3.3 – Fluxograma de um sistema de refrigeração por absorção.

O processo inicia com o gerador (C-100), cuja corrente de topo é a corrente [1'] (99,69% NH_3 e 00,31% H_2O , molar), que ao passar pelo condensador se transforma na corrente [3']. Uma fração da corrente [3'] é o refluxo, representado pela corrente [2'], e a outra fração é a corrente [11] que está no estado de líquido saturado e segue para o processo passando pelo trocador de calor (TC-104) e se transforma na corrente [12]. Essa corrente passa por uma válvula de expansão (VLV-100) diminuindo a pressão da corrente, e formando a corrente [13]. Ao passar pelo evaporador (evap-105), a corrente [13] recebe calor do sistema que se deseja refrigerar e se transforma na corrente [14], no estado de vapor saturado, que ao passar por um tanque *blowdown* se separa nas correntes [15] (100% NH_3) e [19] (94,15 NH_3 e 05,85% H_2O , molar).

A corrente [19] passa pela bomba (bomba-101), formando a corrente [20] que entra no trocador de calor (TC-104), trocando calor com a corrente [11] e gera a corrente [21], uma das correntes de entrada do misturador (MIX-100).

As correntes [15] e [26] se misturam no absorvedor (equipamento formado pelo MIX-101 e o refri-106) cuja saída é representada pela corrente [17] (36,09 NH₃ e 63,91% H₂O, molar), que segue pela bomba (bomba-102), aumentando sua pressão e temperatura e se transformando na corrente [18] que é a outra corrente de entrada do misturador (MIX-100). Esse equipamento gera a corrente [22] (36,77% NH₃ e 62,23% de H₂O, molar) que ao passar pelo trocador de calor (TC-107) recebe calor da corrente [24] e se transforma na corrente [23].

A outra entrada do trocador de calor (TC-107) é a corrente [24] (18,76% NH₃ e 81,24% H₂O, molar) que ao passar pelo trocador citado se transforma na corrente [25] e para finalizar o ciclo, essa corrente passa então pela válvula (VLV-101) tornando-se a corrente [26].

A Figura 3.4 representa o fluxograma do processo apresentando os valores fornecidos por (Colonna e Gabrielli, 2003) e as descrições das correntes envolvidas no processo estão apresentadas na Tabela 3.4. Valores operacionais fixados por Colonna e Gabrielli, (2003) para a simulação são mostrados na Tabela 3.5.

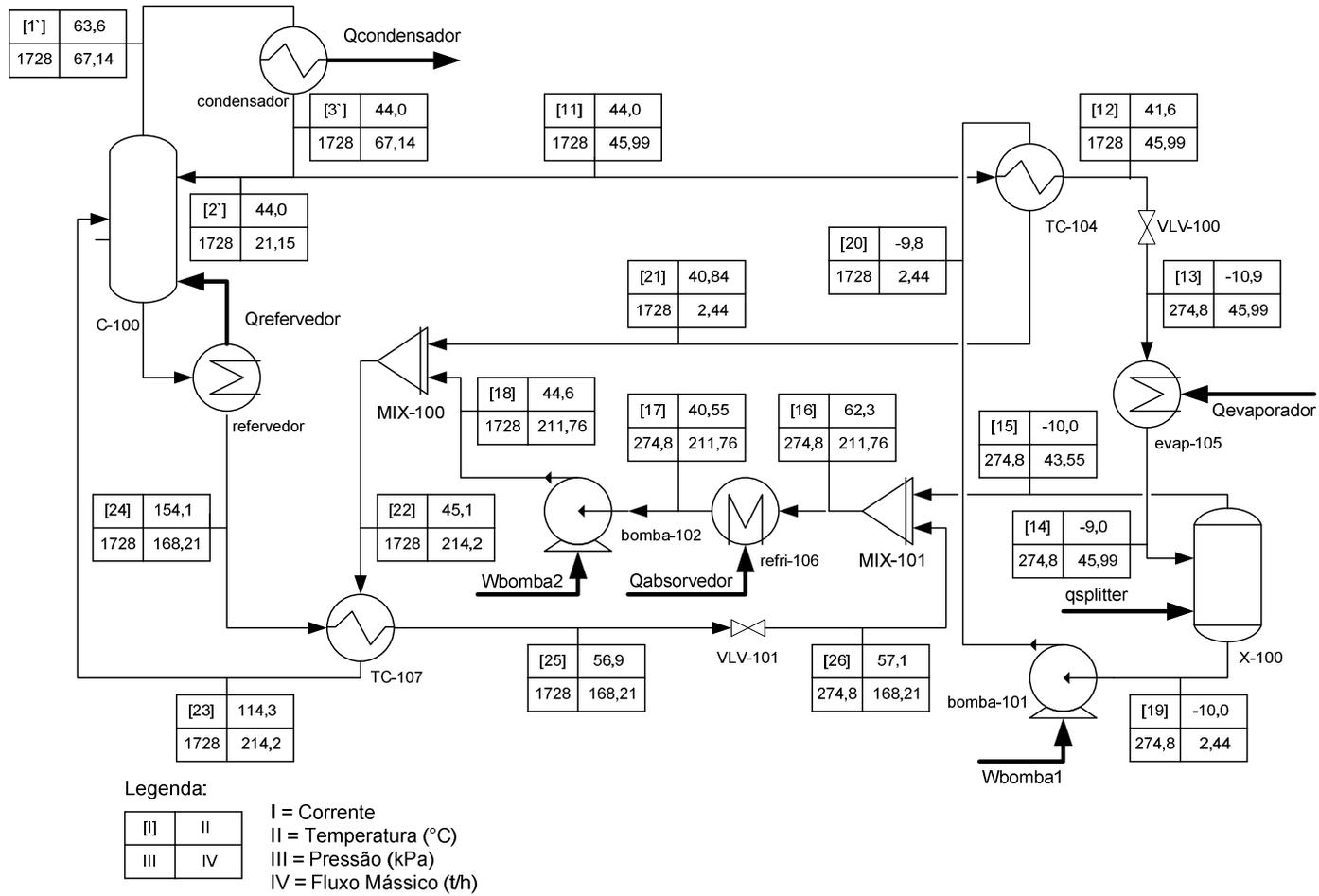


Figura 3.4 - Fluxograma do ciclo de refrigeração por absorção.

Tabela 3.4 - Descrição das correntes do ciclo de refrigeração por absorção.

Corrente	Descrição
1`	saída do topo da C-100
2`	refluxo da C-100
3`	saída de condensador
11	parte de [13] que segue e é entrada de TC-104
12	saída do TC-104 e entrada da VLV-100
13	saída da VLV-100 e entrada do evap-105
14	saída do evap-105
15	saída do topo do X-100
16	entrada do refri-106
17	saída do refri-106 e entrada da bomba-102
18	saída da bomba-102
19	saída de fundo do X-100
20	saída da bomba-101 e entrada do TC-104
21	saída do TC-104 e entrada do MIX-100
22	saída do MIX-100 e entrada do TC-107
23	alimentação da coluna C-100
25	saída do TC-107 e entrada da VLV-101
24	saída do refeedor e entrada do TC-107
26	saída da VLV-101 e entrada do MIX-101

Tabela 3.5 - Parâmetros fixados para realizar a simulação do ciclo de refrigeração por absorção.

Parâmetro operacional	Valor	Unidade
Fração de vapor de [19]	0,00	-
(C-100): quantidade de amônia no fundo	18,76	% (molar)
quantidade de água no topo	0,31	% (molar)
(Qevaporador): taxa de calor do meio	45371200,00	kJ/h
(bomba-101): eficiência isentrópica	75,00	%
(bomba-102): eficiência isentrópica	75,00	%
(X-100):		
fração de vapor na corrente de fundo	0,00	-
composição da corrente de topo: amônia (NH3)	100,00	%
água (H2O)	0,00	%

3.2 Desenvolvimento da simulação da trigeriação

Após conseguir validar os dados dos artigos tomados como base com a ferramenta pretendida para o desenvolvimento do presente trabalho, foi necessário estabelecer a configuração que seria adotada para o estudo da trigeriação, para isso foi necessário adicionar o equipamento cond-100 que é responsável por recuperar parte da energia ainda existente na corrente [7] para ser utilizada como o calor necessário no refervedor e fazendo com que a corrente [10] se torne a corrente de exaustão final do processo. O fluxograma da trigeriação, Figura 3.5, foi então montado e as descrições dos processos feitas anteriormente para as Figuras 3.1 e 3.3 funcionam perfeitamente para o acompanhamento das correntes da trigeriação, com acréscimo desse novo equipamento a única diferença é que na descrição do CRA, o condensador não está explícito, pois esse se encontra embutido na coluna de (T-100). A numeração das correntes foi mantida as mesmas dos processos de cogeração e do CRA.

Por ter sido tomado como base dois trabalhos diferentes, para o desenvolvimento do sistema de trigeriação, foi mantida a vazão do par refrigerante/absorvente do CRA descrito por Colonna e Gabrielli (2003), e ajustada a capacidade do sistema de cogeração para suprir a quantidade de calor requerido pelo CRA.

A Figura 3.5 mostra o fluxograma do sistema de trigeriação com os valores reais de uma simulação feita.

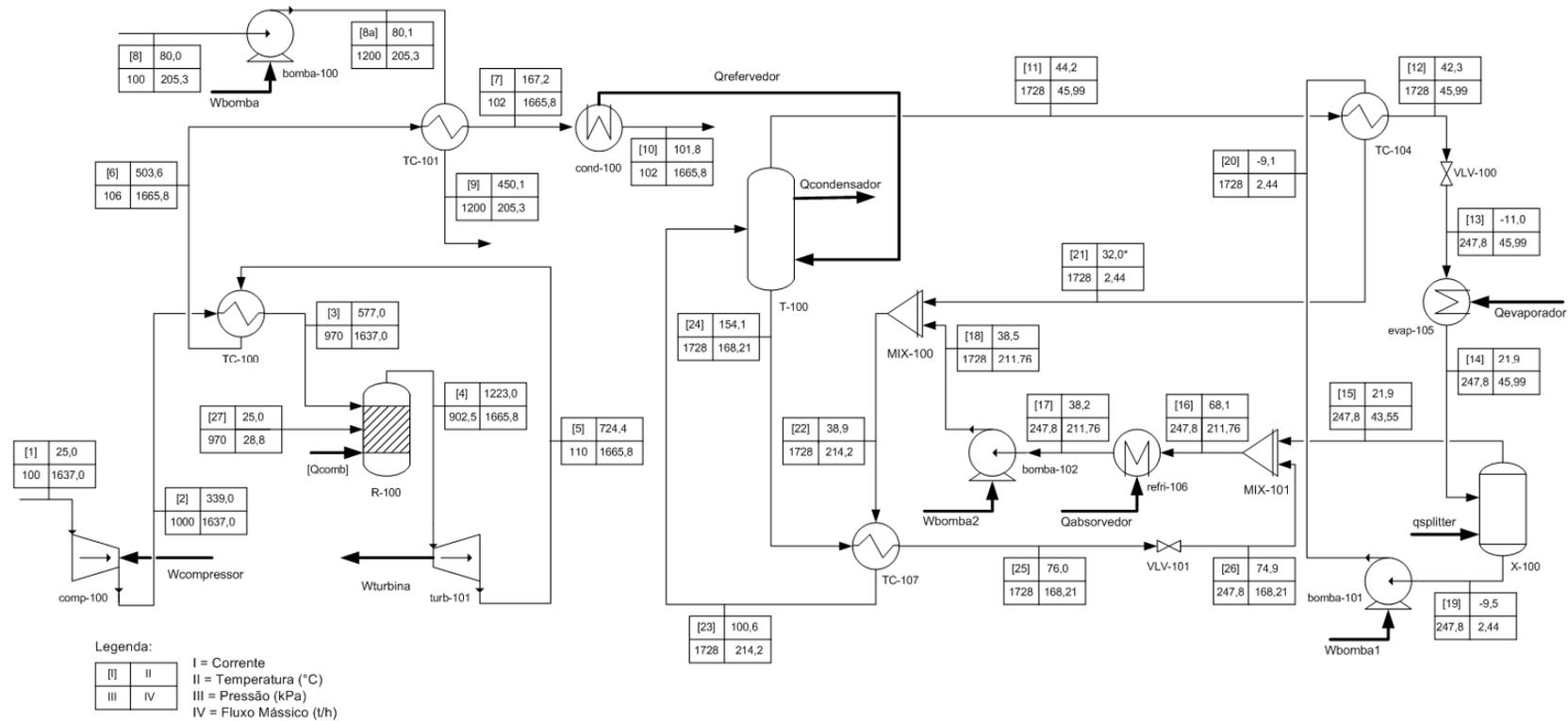


Figura 3.5 - Fluxograma do processo de trigeriação.

Além de parâmetros termodinâmicos, foi estabelecido que o sistema proposto respeitasse as seguintes restrições:

- Operação em regime permanente;
- Equipamentos adiabáticos (não trocam calor com as vizinhanças);
- Variações de energia cinética e potencial nos volumes de controle são desprezíveis;
- Apenas uma corrente de entrada e uma corrente de saída nos equipamentos: condensador, evaporador e válvulas;
- Perda de carga desprezível nos trocadores de calor do CRA.

3.3 Análise de sensibilidade

Antes de realizar as análises de sensibilidade das variáveis operacionais escolhidas:

- composição de alimentação (quantidade de ar em excesso);
- razão de compressão do compressor;
- eficiência da turbina;
- vazão de água a ser processada;
- temperatura do gás de exaustão final;
- variação da pressão do ciclo de refrigeração por absorção.

É válido lembrar que como todo sistema projetado, tal sistema de trigerção deve respeitar algumas faixas de operação, como exemplo faixas de temperatura, pressão e vazão, nunca permitindo o cruzamento de temperatura entre as correntes do trocador de calor nem uma diferença de temperatura muito pequena o que acarretaria numa área de troca térmica muito grande, inviabilizando o uso do trocador.

Para cada parâmetro simulado será observada a sua influência sobre três aspectos:

- i) vazão de vapor produzido pelo sistema;
- ii) temperatura do gás de exaustão final;
- iii) taxa de calor disponível para o refervedor, para acionar o CRA.

A temperatura final do gás de exaustão está sendo analisada, pois é preciso manter certa temperatura para que a energia fornecida ao refervedor seja capaz de realizar a separação do par refrigerante/absorvente presente no gerador do CRA. Além disso, deve-se lembrar que, em determinadas situações, o resfriamento dos gases pode condensar compostos e ocorrer corrosão na tubulação.

A quantidade de calor utilizada pelo refervedor será usada para analisar também a sensibilidade da pressão de operação a ser utilizada no CRA. Quando um dos parâmetros estiver sendo analisado, os outros dois permanecerão com valores constantes. Será observada também a sensibilidade desses parâmetros em relação à eficiência global do sistema de trigeriação, ao COP e à eficiência do ciclo de potência.

Pelo fato de o ciclo de refrigeração ser a terceira etapa de produção de utilidades, porém de grande importância, os parâmetros desse ciclo serão utilizados para análise do COP, não influenciando de forma direta o trabalho produzido pelo sistema, a vazão de vapor produzido, nem as condições da corrente de exaustão final.

Além da análise gráfica, foi realizada uma análise numérica para demonstrar como se dá a distribuição percentual de cada uma das três utilidades produzidas com diferentes opções de combinação entre quatro variáveis operacionais do sistema de trigeriação, sendo elas: porcentagem de ar em excesso, razão de compressão, pressão de operação da caldeira e diferença entre as pressões de operação do CRA. É proposta a combinação dessas quatro variáveis operacionais com três valores distintos, sendo elas apresentadas na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 - Parâmetros variados e valores utilizados.

Variável	Valores utilizados
Porcentagem de ar em excesso (%)	100, 150, 250
Razão de compressão (P_2/P_1)	5, 10, 15
Pressão de operação da caldeira (kPa)	1000, 3000, 5000
Queda de pressão dentro do CRA (kPa)	1120, 1320, 1520

Tais valores foram escolhidos de acordo com: a porcentagem de ar em excesso do artigo tomado como base é de 250%, foram então escolhidos dois valores a baixo dessa porcentagem, pois quanto maior a porcentagem de ar em excesso menor a energia disponível para o sistema; a razão de compressão foi mantido o valor original das simulações, variando 50% para cima e para baixo; a pressão de operação original da caldeira era 1200 kPa, normalmente a pressão de operação da caldeira alcança valores máximos iguais a 10000 kPa, por isso, escolheu-se dois valores maiores, porém que não compromettesse a operação do sistema (para tal análise, considera-se a existência da demanda para o vapor produzido nessas condições); e para a queda de pressão dentro do CRA foi escolhido um valor próximo ao estabelecido pelo artigo base (1453 kPa) e escolhido quedas de pressão menores, pois de acordo com as pesquisas realizadas sobre o tema, tais situações proporcionam melhor COP.

Com a combinação desses valores, são obtidos oitenta e um cenários diferentes para as variáveis analisadas, sendo eles expostos na Tabela 3.7.

Tabela 3.7 - Combinações entre as quatro variáveis operacionais.

Cenário	Porcentagem de ar em excesso	Razão de compressão	Pressão da caldeira	Diferença de pressão do CRA
1	100	5	1000	1120
2	100	5	3000	1320
3	100	5	5000	1520
4	100	5	1000	1320
5	100	5	3000	1120
6	100	5	1000	1520
7	100	5	5000	1120
8	100	5	3000	1520
9	100	5	5000	1320
10	100	10	1000	1320

Tabela 3.7 - Combinações entre as quatro variáveis operacionais (continuação).

Cenário	Porcentagem de ar em excesso	Razão de compressão	Pressão da caldeira	Diferença de pressão do CRA
11	100	15	1000	1520
12	100	10	1000	1120
13	100	15	1000	1120
14	100	10	1000	1520
15	100	15	1000	1320
16	100	10	3000	1120
17	100	15	5000	1120
18	100	10	5000	1120
19	100	15	3000	1120
20	150	5	1000	1320
21	150	5	1000	1520
22	250	5	1000	1320
23	250	5	1000	1520
24	150	5	1000	1120
25	250	5	1000	1120
26	150	5	3000	1120
27	150	5	5000	1120
28	250	5	3000	1120
29	250	5	5000	1120
30	150	10	1000	1120
31	150	15	1000	1120
32	250	10	1000	1120
33	250	15	1000	1120
34	150	10	3000	1320
35	150	10	5000	1520
36	150	10	1000	1320
37	150	10	3000	1120
38	150	10	1000	1520
39	150	10	5000	1120
40	150	10	3000	1520
41	150	10	5000	1320
42	150	5	3000	1320
43	150	5	3000	1520
44	150	15	3000	1120
45	150	15	3000	1320
46	150	15	3000	1520
47	150	5	5000	1320
48	150	15	1000	1320

Tabela 3.7 - Combinações entre as quatro variáveis operacionais (continuação).

Cenário	Porcentagem de ar em excesso	Razão de compressão	Pressão da caldeira	Diferença de pressão do CRA
49	150	15	5000	1320
50	100	10	3000	1320
51	250	10	3000	1120
52	250	10	3000	1320
53	250	10	3000	1520
54	100	10	5000	1320
55	250	10	1000	1320
56	250	10	3000	1320
57	250	10	5000	1320
58	100	15	3000	1320
59	250	5	3000	1320
60	250	15	3000	1320
61	250	15	1000	1320
62	250	15	1000	1520
63	250	15	3000	1120
64	250	15	3000	1520
65	250	15	5000	1120
66	250	15	5000	1320
67	250	15	5000	1520
68	250	5	5000	1320
69	250	5	5000	1520
70	250	10	5000	1120
71	250	10	5000	1520
72	250	5	3000	1520
73	250	10	1000	1520
74	100	15	5000	1320
75	100	15	5000	1520
76	150	15	5000	1120
77	150	15	5000	1520
78	100	15	3000	1520
79	150	15	1000	1520
80	100	10	5000	1520
81	150	5	5000	1520

3.4 Análise energética

Para a análise energética, será utilizada a Primeira Lei da Termodinâmica, a lei da conservação da energia, que é o método mais comum para análise do desempenho de sistemas térmicos, sendo as equações utilizadas apresentadas no Capítulo 2.

O cálculo da $\Delta H_{reação}$ foi feito utilizando-se dados de poder calorífico inferiores (PCI) de cada componente presente no gás natural, sendo os valores do PCI observados na Tabela 3.8 (os cálculos são apresentados no Anexo B).

Tabela 3.8 - Valores do poder calorífico inferior (PCI) dos combustíveis presentes no gás natural.

GÁS	PCI (kJ/kg)
Metano	50057,38
Etano	47520,18
Propano	46402,30

(Fonte: Moran e Shapiro, 2002)

Para simplificar os cálculos energéticos e a simulação, todos os trocadores utilizados serão do tipo casco e tubo em contra corrente, com apenas uma passagem em cada parte. Ao analisar as condições das correntes envolvidas nos trocadores de calor, não será considerado viável valores cuja diferença de temperatura entre as correntes de cada lado do trocador seja menor que 10 °C.

Após expostos os sistemas envolvidos na dissertação, assim como a ferramenta utilizada para a simulação, o capítulo seguinte mostrará os resultados obtidos, englobando a reprodução dos artigos adotados como base, assim como a reprodução do sistema de trigeriação e seus resultados.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após validar os processos propostos por Ameri et al. (2010) e Colonna e Gabrielli (2003) e desenvolver um sistema de trigerção a partir dos dois artigos citados, serão realizadas alterações em algumas variáveis, tais como temperatura do gás de exaustão final, pressões de operação do CRA, razão de compressão do compressor, eficiência da turbina e vazão de alimentação do sistema e visando observar sua influência na eficiência do ciclo de potência (produção de trabalho), na quantidade de geração de vapor, na capacidade de refrigeração, no COP e na eficiência global do processo. Após se fazer a análise de sensibilidade com os resultados obtidos, serão indicadas condições para se obter uma melhoria no rendimento do processo, no aumento do COP, na capacidade de refrigeração, na quantidade de vapor a ser processada e no aproveitamento do trabalho produzido pelo ciclo de potência, visando uma condição operacional otimizada.

4.1. Validação das simulações e descrição dos processos

Como já dito anteriormente, para a validação da simulação do ciclo de potência utilizando o simulador de processos Aspen HYSYS®, versão 7.2 os resultados obtidos foram comparados com os resultados do ciclo de potência descrito por Ameri et al. (2010), sendo a tela da simulação apresentada na Figura 4.1. No Anexo C são apresentados os dados detalhados de cada corrente da simulação (com as informações das principais variáveis do ciclo de potência).

O artigo apresentado por Ameri et al. (2010) tem em sua simulação uma câmara de combustão, o modelo escolhido para realizar a simulação dessa câmara de combustão através do Hysys, foi utilizar um reator de equilíbrio (R-100) com uma diferença de pressão igual a 67,5 kPa, sendo necessário o fornecimento das reações de combustão que ocorrem em seu interior, sendo elas apresentadas nas Equações 3.1, 3.2 e 3.3. A corrente [Qcomb] é colocada para, caso haja necessidade, ser possível mudar as condições das correntes de saída do reator (R-100) fazendo com que o reator não opere adiabaticamente. As reações ocorrem em fase gasosa, sendo a corrente [4falsa] apenas uma corrente virtual.

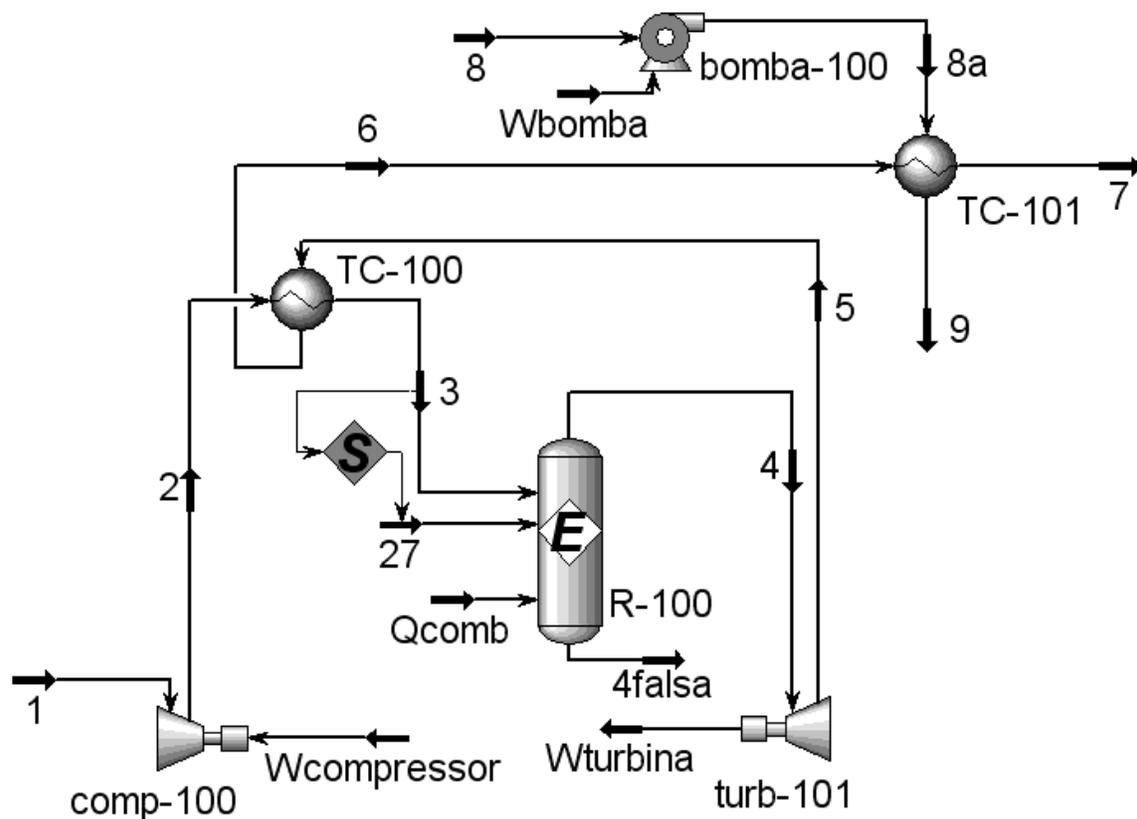


Figura 4.1 - Simulação do ciclo de potência.

O “SET” é utilizado para impor que a corrente de combustível [27], fixada a 25°C, apresente a mesma pressão da corrente [3] para entrarem no reator (R-100), sendo assim, ao modificar a pressão da corrente [3], automaticamente estará alterando a pressão da corrente [27].

As temperaturas das correntes [2], [4], [5], [6] e [9] foram utilizadas como variáveis resposta da simulação, a fim de comparar com os dados do artigo para validação. A comparação dos resultados obtidos através da simulação utilizando o Aspen HYSYS®, versão 7.2 e os dados simulados por Ameri et al. (2010), assim como os desvios obtidos, pode ser observadas na Tabela 4.1.

Os desvios foram obtidos por meio da seguinte fórmula:

$$Desvio(\%) = \frac{|VA-VH|}{VA} \times 100 \quad (4.4)$$

Tabela 4.1 - Parâmetros da simulação e seus desvios.

Corrente	Temperatura			
	VA (°C)	VH (°C)	$ \Delta T $ (°C)	Desvio (%)
2	351,0	338,8	12,2	3,48
4	1194,0	1167,0	27,0	2,26
5	692,0	685,8	6,2	0,90
6	489,0	465,1	23,9	4,89
9	448,0	450,1	2,1	0,47

(VA = valor do artigo; VH = valor simulado pelo HYSYS).

Não foram calculados os desvios dos valores das outras correntes, pois esse seria sempre zero, uma vez que a temperatura foi fixada para realizar a simulação.

O máximo valor para a diferença de temperatura obtida foi de 27 °C, tal valor foi considerado aceitável para a simulação, pois a faixa de temperatura das correntes envolvidas é alta. Com isso foi julgado que houve uma boa reprodução dos dados. Os valores dos desvios para pressão e fluxo mássico são sempre iguais a zero, pois esses foram fixados ao longo da simulação.

Para a validação do CRA descrito por Colonna e Gabrielli, (2003), também foi utilizado o simulador de processos Aspen HYSYS[®], versão 7.2, sendo a tela da simulação apresentada na Figura 4.2.

A Figura 4.2 representa a simulação do processo de refrigeração, sendo alguns equipamentos adicionados para tentar reproduzir os dados de Colonna e Gabrielli (2003). Englobando o gerador e o condensador característicos de um ciclo de refrigeração, foi utilizada, na simulação, uma coluna de destilação “*short cut*”, passando a ser referenciada por coluna (T-100) que tem os parâmetros apresentados na Tabela 3.6 do Capítulo 3. O calor adicionado ao sistema é utilizado no refeedor da coluna de destilação para efetuar a separação.

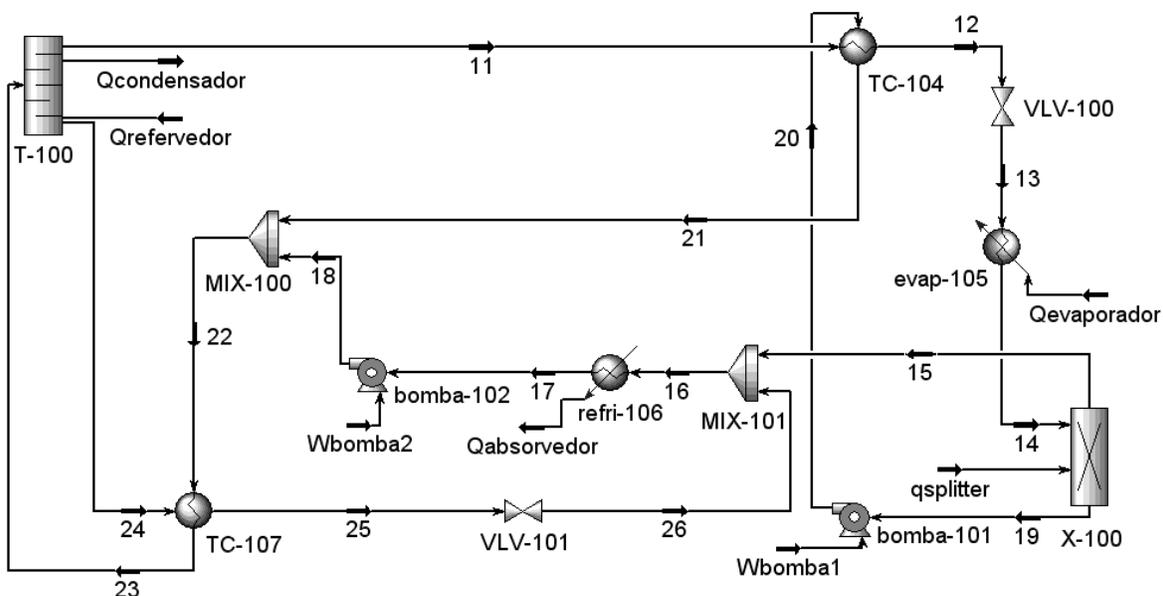


Figura 4.2 - Simulação do ciclo de refrigeração.

No decorrer da montagem e da avaliação dos resultados obtidos, verificou-se que a partir de certo momento do processo, os valores das temperaturas simuladas para as correntes não eram parecidos com os obtidos por Colonna e Gabrielli, (2003). Foi observado que o problema estava na composição da corrente de saída do evaporador, pois essa continha uma pequena fração de água (0,31% molar). Num processo real, tal fração seria desprezível, porém, para a simulação, a fração de água presente faz muita diferença. Para solucionar o problema, e reproduzir os valores do artigo, utilizou-se um módulo do simulador, que não tem sentido físico, chamado *splitter*, para dividir a corrente [14] nas correntes [15] e [19], deixando a corrente [15] composta unicamente por amônia, por conseqüência, toda a água presente na corrente [14] vai para a corrente [19].

Os resultados das variáveis analisadas (vazão molar, concentração de amônia, temperatura, pressão e porcentagem de vapor) obtidos através da simulação utilizando o Aspen HYSYS, versão 7.2, e os dados simulados por Colonna e Gabrielli (2003), assim como os desvios obtidos podem ser observados nas Tabelas 4.2 e 4.3. No Anexo D são apresentados os dados detalhados de cada corrente da simulação com as informações das principais variáveis do CRA.

Tabela 4.2 - Comparação entre as variáveis simuladas e valores de referência: fluxo molar, concentração de amônia (NH₃) e temperatura.

Corrente	Fluxo molar			Concentração de NH ₃			Temperatura		
	VA (kmol/s)	VH (kmol/s)	Desvio (%)	VA (mol %)	VH (mol %)	Desvio (%)	VA (°C)	VH (°C)	\Delta T (°C)
11	0,750	0,724	3,47	-	-	-	-	-	-
12	0,750	0,724	3,47	-	-	-	-	-	-
13	0,750	0,724	3,47	-	-	-	-	-	-
14	0,750	0,724	3,47	-	-	-	-	-	-
15	0,711	0,686	3,52	-	-	-	-	-	-
16	3,331	3,332	0,03	35,50	35,48	0,06	66,71	62,30	4,41
17	3,331	3,332	0,03	35,50	35,48	0,06	43,88	40,55	3,33
18	3,331	3,332	0,03	35,50	35,48	0,06	-	-	-
19	0,039	0,038	2,56	93,95	94,14	0,20	-	-	-
20	0,039	0,038	2,56	93,95	94,14	0,20	-	-	-
21	0,039	0,038	2,56	93,95	94,14	0,20	40,00	40,84	0,84
22	-	-	-	36,15	36,77	1,71	-	-	-
23	-	-	-	36,15	36,77	1,71	-	-	-
24	2,620	2,646	0,99	-	-	-	152,60	154,08	1,48
25	2,620	2,646	0,99	-	-	-	56,60	56,75	0,15
26	2,620	2,646	0,99	-	-	-	-	-	-

(VA = valor do artigo; VH = valor simulado pelo HYSYS).

Tabela 4.3 - Comparação entre as variáveis simuladas e valores de referência: pressão e fase vapor.

Corrente	Pressão			Fase Vapor		
	VA (kPa)	VH (kPa)	DESVIO (%)	VA (%)	VH (%)	DESVIO (%)
16	-	-	-	16,06	16,70	3,99
17	262,8	274,8	4,57	-	-	-
23	-	-	-	1,39	2,70	94,24

(VA = valor do artigo; VH = valor simulado pelo HYSYS).

Vale ressaltar que só são apresentados nas Tabelas 4.2 e 4.3 os valores que podem ser comparados, não sendo apresentados valores que foram fixados durante a simulação ou valores que não foram possíveis extrair do artigo proposto por Colonna e Gabrielli (2003). Os desvios apresentados foram obtidos através da Equação 4.4.

Apesar de a corrente [23] ter apresentado um desvio relativo do 94,24% para a fase vapor, o desvio absoluto é muito pequeno já que se tratam de valores da fração de vapor das correntes iguais a 0,0139 e 0,027, não comprometendo a simulação. Os outros valores apresentam desvio máximo igual a 7,59%, o que também foi considerado aceitável para validar a simulação.

4.2 Simulação da trigeriação

Para realizar uma análise termodinâmica do sistema de trigeriação, são realizadas mudanças em alguns parâmetros termodinâmicos, como temperatura, pressão e vazão. Além disso, na simulação desse sistema foi necessária a utilização de ferramentas disponíveis pelo simulador como o “*SET*” e o “*ADJUST*”.

A primeira ferramenta foi utilizada com três objetivos: i) forçar que todas as correntes relacionadas à pressão de alta tivessem à mesma pressão utilizada na base de cálculo; ii) impor que a queda de pressão das válvulas fossem iguais; iii) para que a temperatura da corrente na saída de topo do *splitter*, corrente [15], fosse igual à temperatura da corrente de entrada do *splitter*.

Já a segunda ferramenta, foi utilizada para que o parâmetro analisado, pressão ou vazão mássica da corrente [23], se ajustasse ao valor da energia cedida pela corrente [7], representada na Figura 3.5, antes de se transformar na corrente [10], corrente de exaustão final. A opção de mudança na vazão mássica possibilita uma variação muito grande da quantidade de energia a ser aproveitada pelo refervedor. Para utilização dessa ferramenta, deve-se informar qual corrente é o alvo do ajuste e qual parâmetro deve ser ajustado além de indicar qual é a corrente tomada como referência e o parâmetro que será utilizado como referência para o ajuste. Há também a possibilidade de o valor de referência ser um valor especificado. Para finalizar, deve-se estabelecer qual é o valor mínimo e o valor máximo que a variável a ser ajustada pode alcançar.

A Tabela 4.4 mostra os parâmetros operacionais que foram mantidos fixos para as análises do processo de trigeriação, iguais aos dos artigos de Ameri et al., (2010) e de Colonna e Gabrielli, (2003). Inicialmente, a corrente [23] foi utilizada como base de cálculo, sendo mantida a sua vazão molar e variando somente sua

pressão. Ao longo do trabalho, observou-se que a simulação poderia ser feita mantendo-se constante a pressão de [23] e variando sua vazão molar, tal fato fez com que a faixa da quantidade de energia utilizada pelo refeedor aumentasse.

Tabela 4.4 - Parâmetros fixados para realizar a simulação do sistema de trigeriação.

Parâmetro operacional	Valor	Unidade
Fluxo de calor de [Qcomb]	0,00	kJ/h
(comp-100): eficiência adiabática	85,00	%
(turb-101): eficiência adiabática	85,00	%
(TC-100): queda de pressão do tubo (ΔP)	30,00	kPa
queda de pressão do casco (ΔP)	4,00	kPa
(TC-101): queda de pressão do tubo (ΔP)	4,00	kPa
queda de pressão do casco (ΔP)	0,00	kPa
Fração de vapor de [11] (saída condensador)	0,00	-
Fração de vapor de [14] (saída evaporador)	1,00	-
Fração de vapor de [17] (saída absorvedor)	0,00	-
Fração de vapor de [19] (produto de fundo do splitter)	0,00	-
Temperatura de [21]	32,00	°C
Fluxo molar de [23]	12132,00	kgmol/h
Temperatura de [25]	76,00	°C
(T-100): quantidade de leve no fundo (amônia)	18,76	%
quantidade de pesado no topo (água)	0,31	%
pressão do condensador	1728,00	kPa
pressão do refeedor	1728,00	kPa
razão de refluxo	0,315	-
(bomba-101) eficiência adiabática	75,00	%
(bomba-102) eficiência adiabática	75,00	%
(X-100): pressão no fundo	274,80	kPa
pressão no topo	274,80	kPa
fração de vapor na corrente de fundo	0,00	-
composição da corrente de topo: amônia (NH ₃)	100,00	%
água (H ₂ O)	0,00	%

É apresentada na Figura 4.3 a tela de simulação do Aspen HYSYS[®], versão 7.2, assim como conexões de algumas das ferramentas disponíveis no simulador.

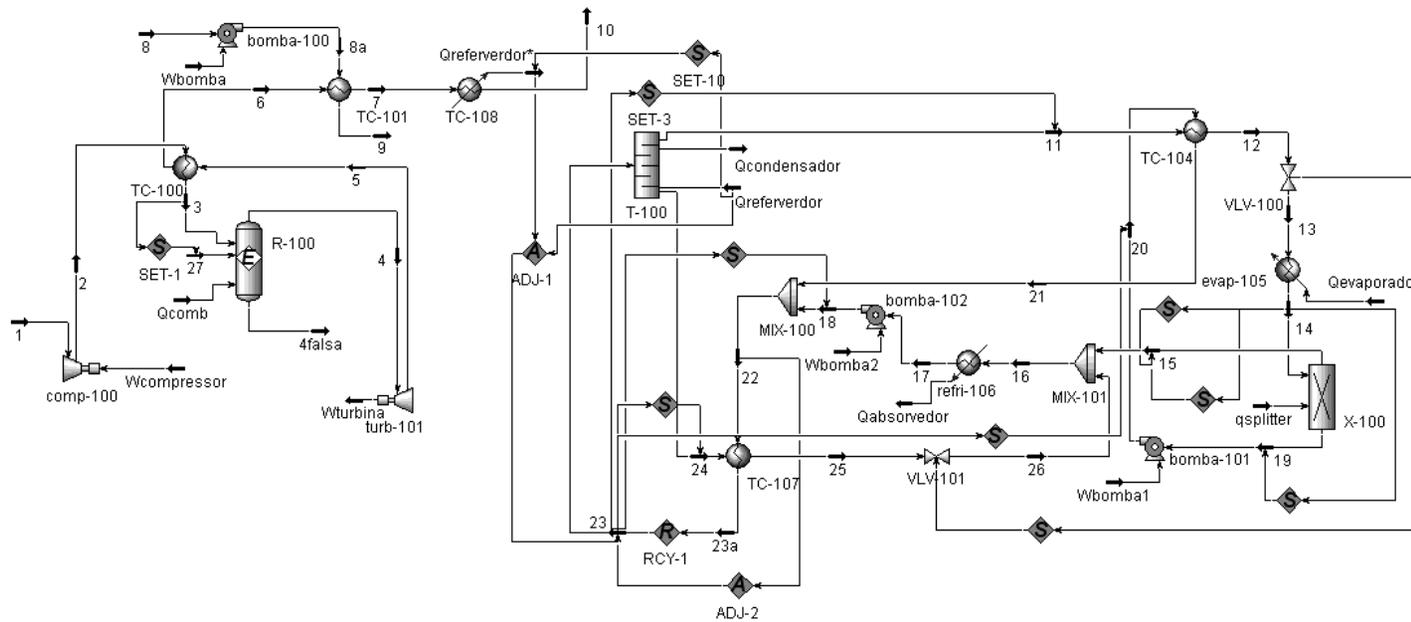


Figura 4.3 - Tela de simulação do Hysys para o sistema de trigeriação.

No Anexo E são apresentados os dados detalhados de cada corrente da simulação com as informações das principais variáveis do sistema de trigeriação.

É apresentada na Tabela 4.5 as descrições das correntes, assim como valores de temperatura, pressão e vazão mássica observados em uma das simulações realizadas nesse trabalho.

Tabela 4.5 - Propriedades das correntes do sistema de trigeriação.

Corrente	Descrição	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Vazão mássica (t/h)
1	alimentação do ar atmosférico	25,0	100,0	1637,0
2	saída do comp-100	339,0	1000,0	1637,0
3	saída do TC-100 e alimentação do R-100	577,0	970,0	1637,0
4	saída de topo do R-100 e entrada na turb-101	1223,0	902,5	1665,8
5	exausto da turb-101	723,4	110,0	1665,8
6	saída do TC-100 e entrada do TC-101	503,6	106,0	1665,8
7	saída do TC-101 e entrada do E-100	167,2	102,0	1665,8
8	alimentação de água	80,0	100,0	205,3
8a	saída da bomba-100 e entrada do TC-101	80,1	1200,0	205,3
9	saída do TC-101	450,1	1200,0	205,3
10	saída do E-100 (gás de exaustão final)	101,8	102,0	1665,8
11	saída de topo da T-100	44,2	1728,0	45,99
12	saída do TC-104 e entrada da VLV-100	42,3	1728,0	45,99
13	saída da VLV-100 e entrada do evap-105	-11,0	274,8	45,99
14	saída do evap-105	21,9	274,8	45,99
15	saída do topo do X-100	21,9	274,8	43,55
16	entrada do refri-106	68,1	274,8	211,76
17	saída do refri-106 e entrada da bomba-102	38,2	274,8	211,76
18	saída da bomba-102	38,5	1728,0	211,76
19	saída de fundo do X-100	-9,5	274,8	2,44
20	saída da bomba-101 e entrada do TC-104	-9,1	1728,0	2,44
21	saída do TC-104	32,0	1728,0	2,44
22	entrada do TC-107	38,9	1728,0	214,2
23	alimentação da coluna T-100	100,6	1728,0	214,2
23a	saída do TC-107 e reciclo da corrente [23]	100,6	1728,0	214,2
24	saída de fundo da T-100	154,1	1728,0	168,21
25	saída do TC-107 e entrada da VLV-101	76,0	1728,0	168,21
26	saída da VLV-101	74,9	274,8	168,21
27	corrente de combustível	25,0	970,0	28,80

4.3 Análise de sensibilidade e análise energética

A análise de cada variável será discutida em um subtópico desse capítulo, sendo apresentadas na Tabela 4.6 as variações definidas para cada parâmetro analisado, assim como os valores apresentados por essas variáveis quando essas não estiverem sendo avaliadas. Os valores fixados das variáveis formam o caso base da trigerção, sendo a eficiência do ciclo de potência e a eficiência global do sistema de trigerção iguais a 0,34 e 0,81 respectivamente.

Tabela 4.6 – Faixa de variação e valores fixos das variáveis analisadas.

Variável analisada	Faixa utilizada para análise	Valor constante
Porcentagem de ar em excesso (%)	0 - 250	250
Razão de compressão (P_2/P_1)	4 - 20	10
Eficiência da turbina (%)	70 - 85	85
Vazão de vapor produzido (t/h)	164 - 247	205,3
Temperatura do gás final de exaustão (°C)	63 - 117	90

Após definir os valores que seriam constantes nas simulações, foi escolhida a faixa de variação desses parâmetros tentando escolher valores acima e abaixo do fixado. Para a porcentagem de ar em excesso e a eficiência da turbina, foram escolhidos somente valores abaixo dos constantes, pois esses já se encontravam próximos ao limite máximo de operação.

Para a análise de diferentes valores para a eficiência da turbina, considera-se que cada eficiência corresponde a uma turbina diferente.

O valor fixado para a temperatura da corrente enviada à atmosfera foi escolhido igual a 90 °C, pois com essa temperatura a energia desperdiçada pelo processo não seria muito alta. Os outros valores foram mantidos do artigo de Ameri et al., (2010) e Colonna e Gabrielli, (2003), tomados como base.

Pelo fato de o sistema de trigerção ter muitas variáveis operacionais, faz-se necessária a escolha de alguns dados para permanecerem fixos durante a realização da simulação, mostrados na Tabela 4.4, e isso acarreta em restrições ao sistema. Uma restrição geral para o sistema de trigerção proposto, é que o CRA exige uma pressão de alta mínima igual a 1630 kPa, para que a temperatura

de [11] (topo de T-100) se mantenha a 42 °C e evite uma diferença de temperatura menor que 10 °C em algum dos lados do trocador, uma vez que a temperatura da corrente [21] é igual a 32 °C. Ao fixar a pressão de alta do CRA, fixa-se a taxa de calor máxima requerida pelo refeedor igual a 35910 kW. Por outro lado, observa-se que o sistema proposto também precisa respeitar um valor mínimo da taxa de calor requerida pelo refeedor igual a 24970 kW, o que condiz a uma pressão de alta igual a 2060 kPa. Valores acima dessa pressão farão com que a corrente [22] se encontre a uma temperatura maior que 66 °C e assim não respeitará o critério adotado para a diferença mínima (igual a 10 °C) em um dos lados do trocador (TC-107).

Em todas as análises de sensibilidade feitas, foi considerado que todo o calor disponível para o refeedor era absorvido pelo mesmo e utilizado no CRA. Para tal situação, é necessário a aumento da vazão do par refrigerante/absorvente. Para analisar a situação na qual a vazão molar do par refrigerante/absorvente do CRA é igual a 12132 (kmol.h⁻¹), foi construída a Figura 4.26 que possibilita a comparação da quantidade de calor disponível pelo sistema e a quantidade de calor requerida pelo CRA nas condições impostas.

4.3.1 Análise da influência do ar em excesso

Para a estimativa dos valores de porcentagem de ar em excesso, foi calculada a quantidade de oxigênio necessária para a combustão completa da quantidade de combustível utilizada (vide Anexo F).

Em todos os casos da análise do excesso de ar, será mantida constante a razão de compressão do compressor (igual a 10) e a eficiência da turbina (igual a 85 %), como restrição geral tem-se que o valor máximo permitido para a porcentagem de ar em excesso é de 286 %, pois com essa porcentagem de ar em excesso, a temperatura de [6] é igual 460,2 °C, sendo o limite para que seja respeitada a diferença mínima de temperatura, igual a 10 °C, em cada lado da caldeira (TC-101). Valores de porcentagem de ar em excesso maiores que 286 %, reduziriam a temperatura de [6].

i) Influência sobre a vazão de vapor produzido no sistema, rendimento do ciclo de potência, COP e rendimento global da trigeriação:

Além da razão de compressão e da eficiência da turbina, nesse caso a temperatura de descarga dos gases na atmosfera [10] também será mantida constante. A Figura 4.4 foi construída para analisar o comportamento da variação da quantidade de ar em excesso no sistema sobre a quantidade de água possível de ser processada para produção de vapor d'água nas condições de temperatura (T) e pressão (P) fixadas.

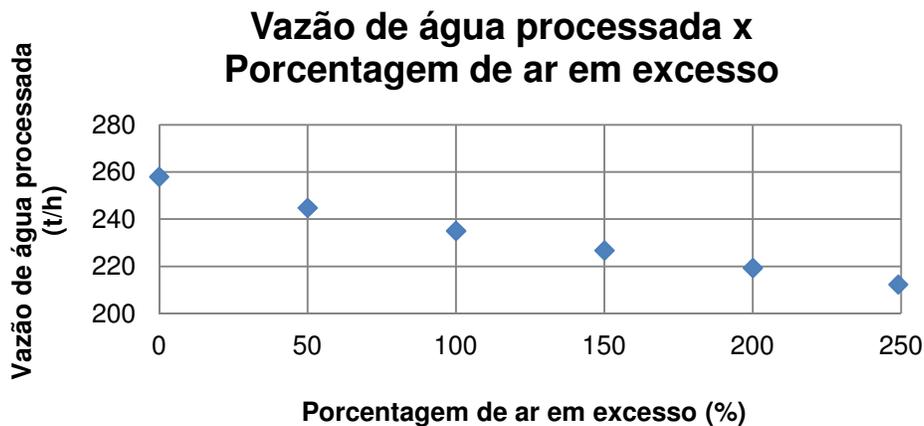


Figura 4.4 - Influência da quantidade de ar em excesso no sistema sobre a quantidade de vapor produzido.

A influência da quantidade de ar em excesso no sistema sobre o rendimento do ciclo de potência, rendimento total do sistema de trigeriação e do COP (conforme Equações 3.9, 3.12 e 3.14), pode ser observada na Figura 4.5.

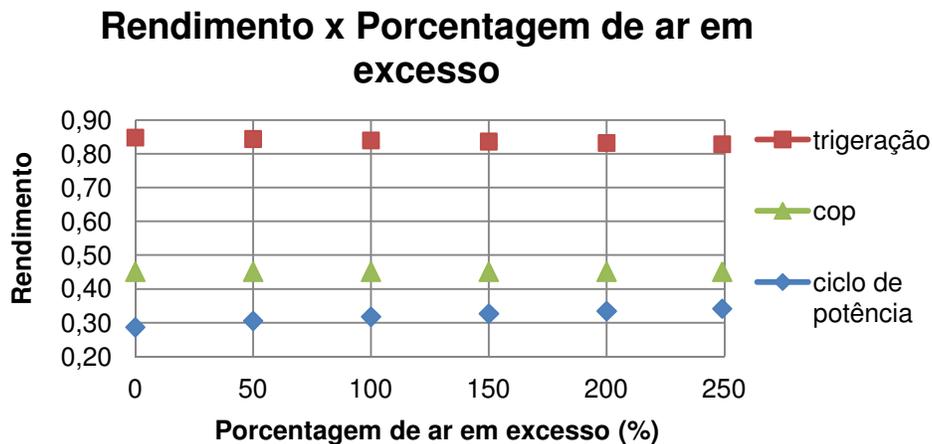


Figura 4.5 - Influência da quantidade de ar em excesso no sistema sobre os rendimentos do sistema.

Quanto maior a porcentagem de ar em excesso, maior é a quantidade de calor trocado entre as correntes [2] e [5] no TC-100 para que a corrente [3] atinja as condições especificadas para a entrada no reator (R-100), sobrando menos energia em [6] para ser utilizada na produção de vapor d'água. Tal fato é observado pela diminuição do valor da eficiência da trigeriação.

A Figura 4.5 mostra que a maior eficiência global da trigeriação, igual a aproximadamente 85%, é obtida para o valor de 0% de porcentagem de ar em excesso, o comportamento da curva indica que as melhores condições operacionais para a maior eficiência é com pouca quantidade de ar em excesso, contudo, deve-se ter em mente que quanto maior a porcentagem de ar em excesso, maior é a garantia da queima total do combustível, evitando-se reações parciais indesejadas, com a produção de monóxido de carbono (CO). A produção de monóxido de carbono é prejudicial ao sistema, pois a energia liberada por essa reação é menor que a energia liberada com a combustão completa (Equações 3.1, 3.2 e 3.3), deixando de gerar energia para ser aproveitado ao longo do ciclo. Outro problema de caráter ambiental, é que o monóxido de carbono é uma substância mais tóxica que o dióxido de carbono (CO₂).

São apresentados no Anexo G os valores referentes aos pontos da Figura 4.5, assim como os valores dos pontos referentes a todas as figuras relacionadas aos rendimentos do sistema proposto.

ii) Influência sobre a temperatura de descarga dos gases na atmosfera [10], rendimento do ciclo de potência, COP e rendimento global da trigeriação:

Além da razão de compressão e da eficiência da turbina, nesse caso a vazão de vapor d'água produzido também será mantida constante. A análise da influência da quantidade de ar em excesso no sistema sobre a temperatura de descarga dos gases na atmosfera pode ser observada na Figura 4.6.

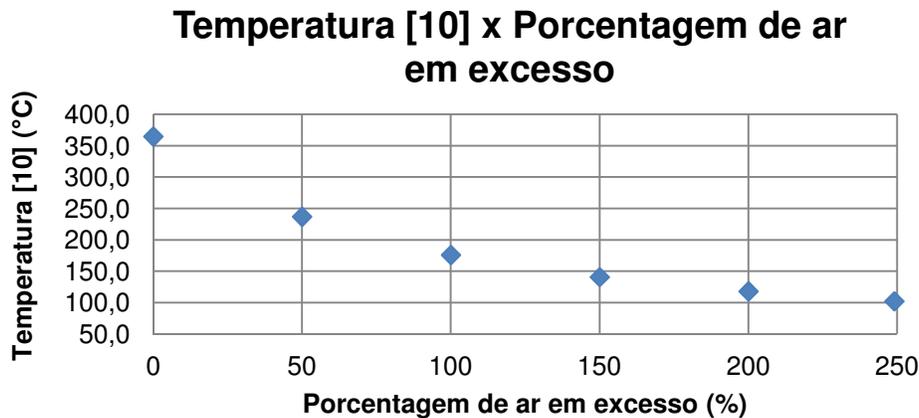


Figura 4.6 - Influência da quantidade de ar em excesso sobre a temperatura de descarga dos gases na atmosfera.

Analisando-se a Figura 4.6, constata-se que quanto menor a porcentagem de ar em excesso, maiores as temperaturas envolvidas no sistema. Tal fato pode ser explicado pela menor quantidade de matéria (em específico do gás nitrogênio, gás inerte) presente nas correntes, pois de acordo com a Equação 2.3, a taxa de energia envolvida em uma corrente é diretamente proporcional à vazão mássica e à temperatura. Sendo assim, para uma determinada taxa de energia, quanto menor a vazão mássica, maior a temperatura.

A influência da quantidade de ar em excesso no sistema sobre o rendimento do ciclo de potência, rendimento total do sistema de trigeriação e do COP, para essa nova condição, pode ser observada na Figura 4.7

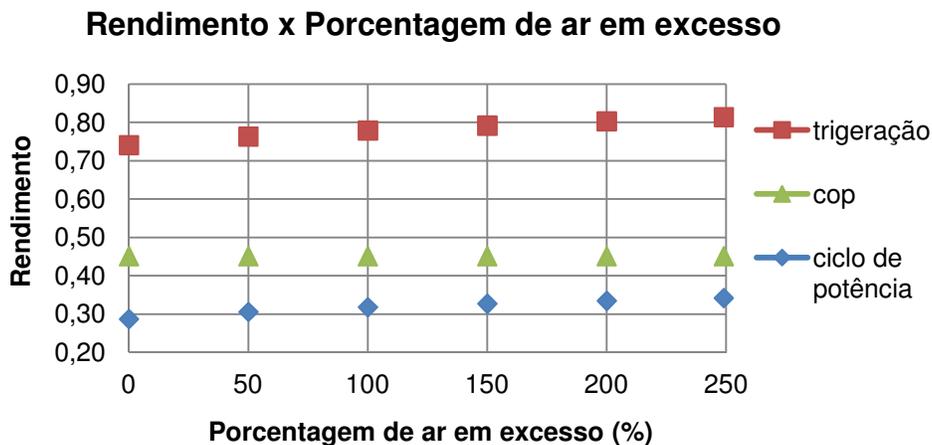


Figura 4.7 - Influência da quantidade de ar em excesso no sistema sobre os rendimentos do sistema.

Comparando a Figura 4.7 com a Figura 4.5 observa-se que elas apresentam os mesmos valores para a eficiência do ciclo de potência e o mesmo comportamento decrescente para a eficiência global da trigeriação. O que difere entre as situações, é o fato de que na situação envolvida na Figura 4.5 existia a possibilidade de produzir mais vapor d'água que a situação da Figura 4.7, onde a vazão de vapor d'água produzida foi mantida constante. De acordo com a Equação 3.14, percebe-se que a vazão de vapor d'água produzido é diretamente proporcional à eficiência global da trigeriação, sendo esse o motivo para valores da eficiência global da trigeriação ser maior na Figura 4.5.

iii) Influência sobre a taxa de calor disponível para o refervedor:

Além da razão de compressão e da eficiência da turbina, nesse caso a vazão de vapor produzido e a temperatura de descarga dos gases na atmosfera [10] também serão mantidos constantes. De acordo com as Figuras 4.4 e 4.6, o comportamento esperado para a taxa de calor disponível para o refervedor em função da variação da quantidade de ar em excesso deve ser decrescente, pelos motivos descritos, sendo construída a Figura 4.8 para tal constatação.

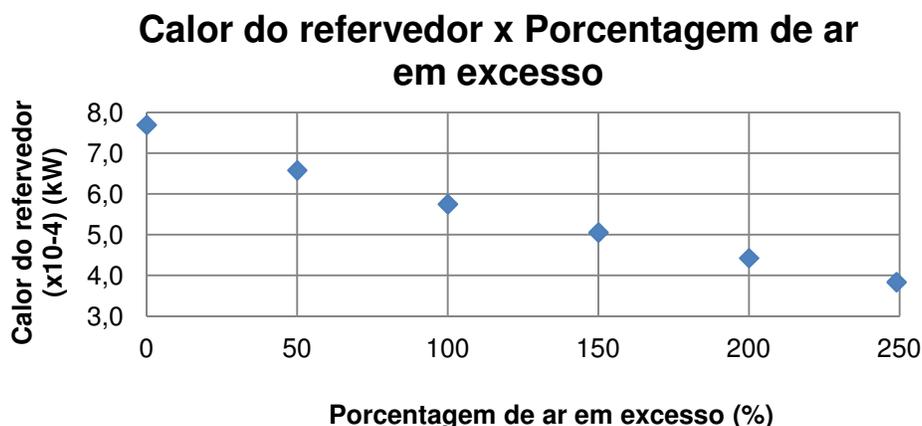


Figura 4.8 - Influência da quantidade de ar em excesso sobre a taxa de calor disponível para o refervedor.

4.3.2 Análise da influência da razão de compressão do compressor (comp-100)

A compressão será aplicada na corrente [1], fixada a 100 kPa e 25 °C e apresenta como restrição que a razão de compressão não pode ser maior que 20, pois com uma razão de compressão igual a 21 ou mais, a corrente [2] (a uma pressão maior de 2100 kPa ou mais) atingiria uma temperatura muito alta, fazendo com que a diferença mínima entre a temperatura dessa corrente e a temperatura da corrente [6] em um dos lados do trocador (TC-100) ficassem abaixo da diferença mínima imposta para o sistema.

Seguindo a metodologia de variação de razão de compressão apresentada por Khaliq (2009), a simulação foi feita variando-se de 4 em 4 a razão de compressão.

A análise dos resultados obtidos com a variação da razão de compressão não apresenta um comportamento linear, e por esse motivo nos permite achar um ponto ótimo de operação para a faixa de compressão analisada.

Por ser uma análise que envolve quase todos os equipamentos do sistema proposto, tem-se que estar atento a parâmetros como a temperatura de [3] (entrada do reator R-100) e a pressão de [5] (saída da turbina turb-101) que estão fixados por imposição do processo. Além disso, para essas análises serão mantidas constantes a porcentagem de ar em excesso e a eficiência da turbina.

i) Influência sobre a vazão de vapor produzido no sistema, rendimento do ciclo de potência, COP e rendimento global da trigeração:

Além da porcentagem de ar em excesso e da eficiência da turbina, nesse caso a temperatura de descarga dos gases na atmosfera [10] também será mantida constante. A Figura 4.9 foi construída para analisar o comportamento da variação da razão de compressão do compressor sobre a quantidade de água possível de ser processada para produção de vapor d'água.

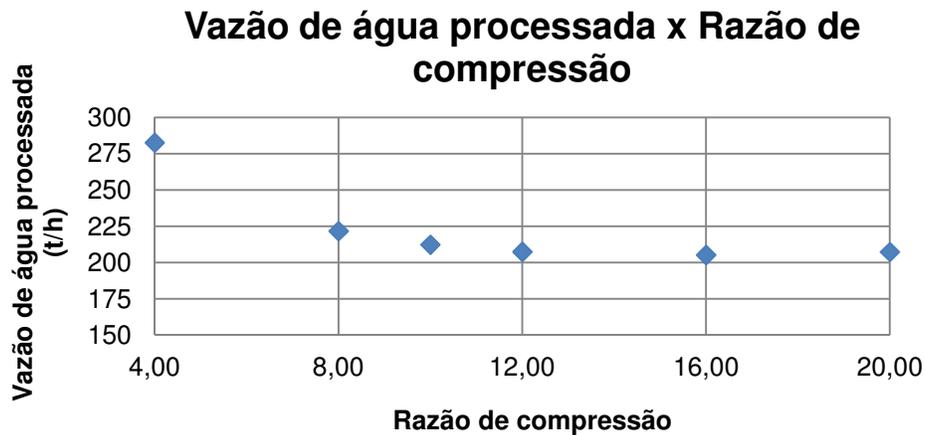


Figura 4.9 - Influência da razão de compressão sobre a quantidade de vapor produzido.

A Figura 4.9 mostra que a influência da razão de compressão sobre o sistema não é linear. Pelo fato de todos os equipamentos serem dependentes entre si faz com que o comportamento descrito pela Figura 4.9 se inicie de forma decrescente até alcançar o ponto ótimo e depois inicie um comportamento crescente. Tal comportamento se dá por causa da adequação dos sistemas às novas situações. É possível se encontrar o ponto cuja produção de vapor é minimizada, cerca de 205 t/h, sendo esse ponto próximo à razão de compressão igual a 16.

A influência da razão de compressão do compressor sobre o rendimento do ciclo de refrigeração, rendimento total do sistema de trigeração e do COP pode ser observada na Figura 4.10.

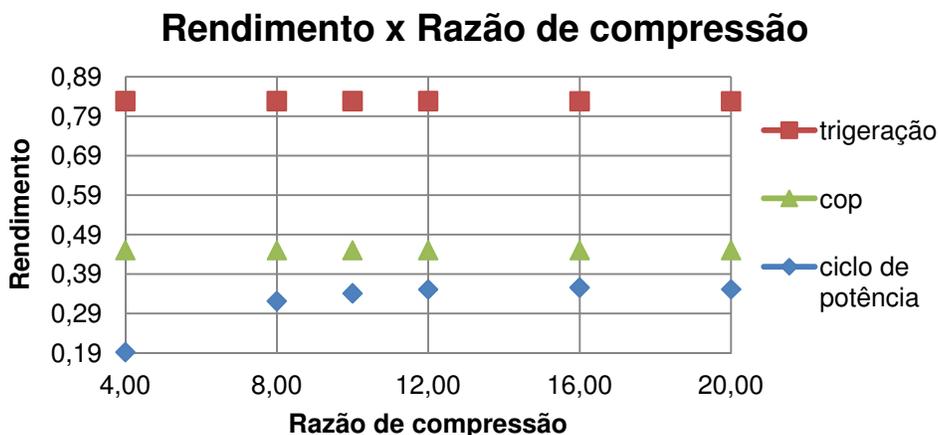


Figura 4.10 - Influência da razão de compressão sobre os rendimentos do sistema.

Observa-se que a eficiência do ciclo de potência segue um comportamento parabólico, apresentando um valor máximo de eficiência igual a aproximadamente 36% com uma razão de compressão de 16. O mesmo não pode ser evidenciado no comportamento da eficiência global do sistema, pois esta está diretamente ligada à vazão de vapor d'água produzido, fazendo com que a eficiência global da trigeriação seja alta enquanto tiver energia disponível. A junção dos efeitos faz com que a curva apresente um comportamento decrescente.

ii) Influência sobre a temperatura de descarga dos gases na atmosfera [10] , rendimento do ciclo de potência, COP e rendimento global da trigeriação:

Além da porcentagem de ar em excesso e da eficiência da turbina, nesse caso a vazão de vapor d'água produzido também será mantida constante e a análise da influência da razão de compressão do compressor sobre a temperatura de descarga dos gases na atmosfera pode ser observada na Figura 4.11.

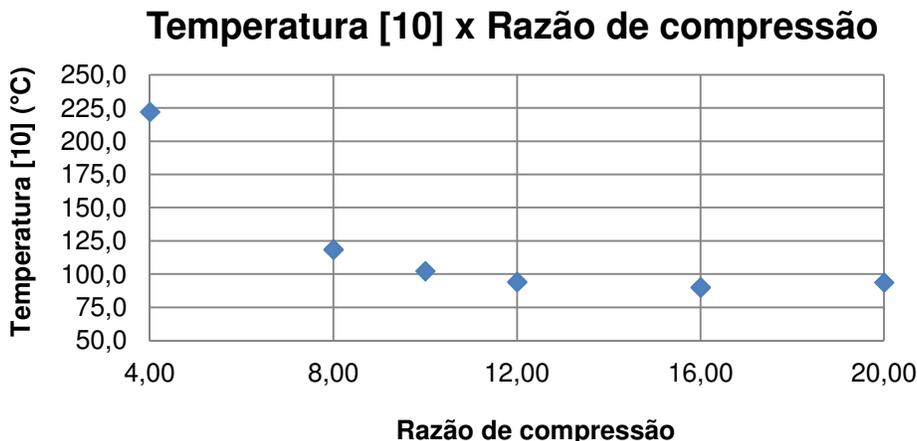


Figura 4.11 - Influência da razão de compressão sobre a temperatura de descarga dos gases na atmosfera.

Com o comportamento não linear da influência da razão de compressão sobre as variáveis do sistema, é possível apontar, nesse caso, um ponto ótimo de operação, indicando que a razão de compressão aproximadamente igual a 16 deve ser utilizada para a obtenção da menor temperatura de descarga dos gases na atmosfera, em torno de 90 °C.

A Figura 4.12 mostra a influência da razão de compressão do compressor sobre o rendimento do ciclo de potência, rendimento total do sistema de trigeração e do COP.

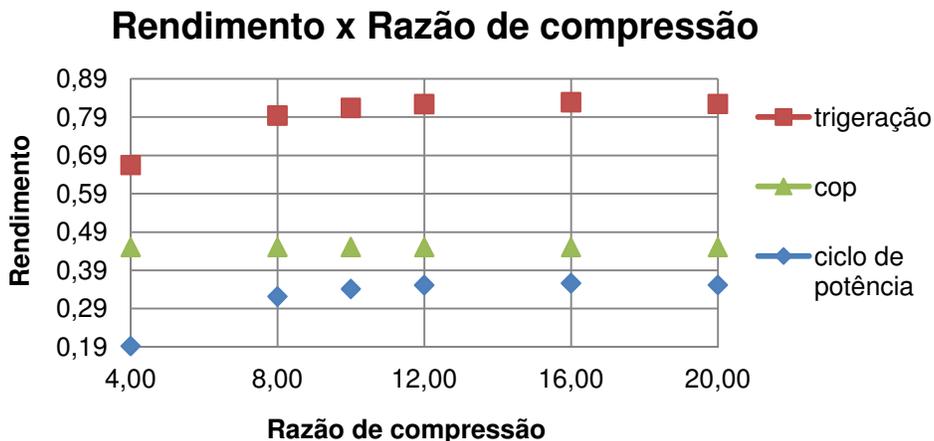


Figura 4.12 - Influência da razão de compressão sobre os rendimentos do sistema.

Observa-se na Figura 4.12, que a eficiência do ciclo de potência apresenta o mesmo comportamento descrito na Figura 4.10, porém, devido ao fato de a vazão de vapor produzido ser constante, sua parcela de contribuição para a

eficiência global da trigeriação é constante também, fazendo com que seu comportamento seja parabólico, similar ao ciclo de potência, e apresente um máximo para a razão de compressão igual a 16 e uma eficiência máxima de aproximadamente 83%.

Para análises da influência da razão de compressão, observa-se que razões de compressão muito baixas não são muito interessantes e que a tendência para um ponto ótimo de operação para o sistema proposto seja para razões de compressão entre 12 e 20. Em um ciclo de potência, quanto maior a razão de compressão sofrida por uma determinada corrente ao passar pelo compressor, maior será a capacidade de expansão que essa corrente terá ao passar pela turbina, e com isso produzir mais trabalho para o sistema. No processo utilizado nessa dissertação, parte do trabalho produzido pela turbina é utilizado pelo compressor para realizar a compressão e quanto maior a razão de compressão, maior é o trabalho requerido. Dessa forma, é possível encontrar uma solução ótima para a relação entre o trabalho produzido pela turbina através da expansão e o trabalho consumido pelo compressor para realizar a compressão, influência do ciclo de potência utilizado (turbina a gás regenerativo).

iii) Influência sobre a taxa de calor disponível para o refeedor:

Além da porcentagem de ar em excesso e da eficiência da turbina, nesse caso a vazão de vapor produzido e a temperatura de descarga dos gases na atmosfera [10] também serão mantidos constantes. De acordo com as Figuras 4.10 e 4.12, o comportamento esperado para a taxa de calor disponível para o refeedor em função da variação da razão de compressão do compressor deve ser parabólico e com concavidade para cima, sendo construída a Figura 4.13 para tal constatação.

Analisando a Figura 4.13 observa-se que o ponto ótimo de operação é obtido para o valor de razão de compressão igual a 16 e a taxa mínima de calor disponível para o refeedor de $3,2 \times 10^4$ kW.

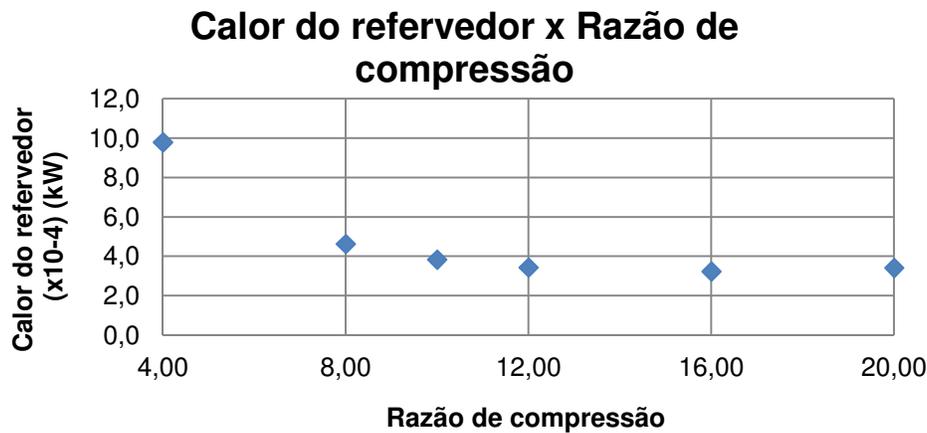


Figura 4.13 - Influência da razão de compressão sobre a taxa de calor disponível para o refervedor.

4.3.3 Análise da influência da eficiência da turbina (turb-101)

Para essa análise, serão utilizadas quatro turbinas diferentes, cada uma com uma eficiência isentrópica, abrangendo a faixa de eficiência entre 70% e 85% e os parâmetros mantidos constantes foram a porcentagem de ar em excesso e a razão de compressão do compressor.

i) Influência sobre a vazão de vapor produzido no sistema, rendimento do ciclo de potência, COP e rendimento global da trigeriação:

Além da porcentagem de ar em excesso e da razão de compressão, nesse caso a temperatura de descarga dos gases na atmosfera [10] também será mantida constante. A Figura 4.14 foi construída para analisar o comportamento da eficiência da turbina sobre a quantidade de água possível de ser processada para produção de vapor d'água.

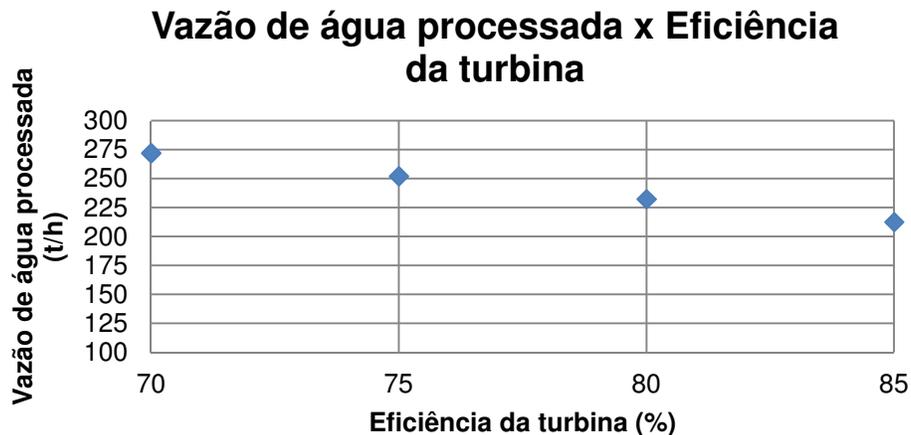


Figura 4.14 - Influência da eficiência da turbina sobre a quantidade de vapor produzido.

Observa-se que a turbina com maior eficiência converte uma maior parcela do calor recebido em trabalho, deixando de aproveitar parcelas menores de energia, sendo essa parcela não aproveitada utilizada para a produção de vapor d'água. Por esse motivo, quanto menor a eficiência da turbina, maiores quantidades de energia permaneceram no sistema e conseqüentemente possibilitará uma maior capacidade de processar a água e assim gerar vapor d'água.

A influência da eficiência da turbina sobre o rendimento do ciclo de refrigeração, rendimento total do sistema de trigeração e do COP pode ser observada na Figura 4.15.

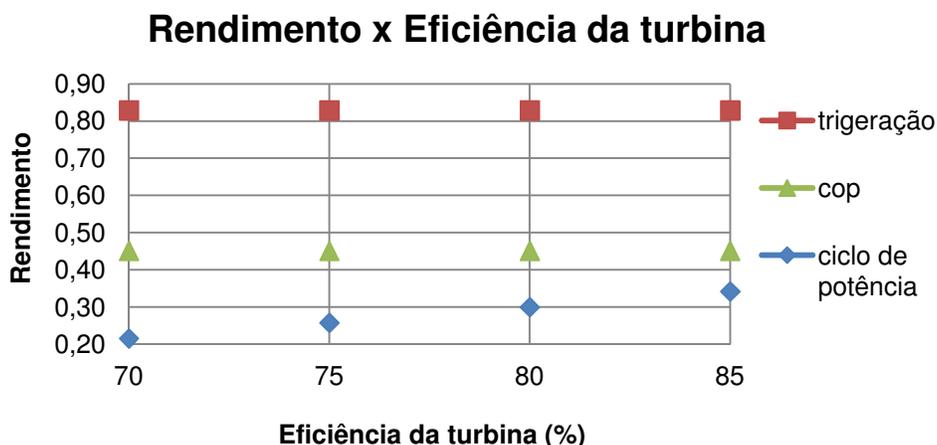


Figura 4.15 - Influência da eficiência da turbina sobre os rendimentos do sistema.

A análise da Figura 4.15 mostra um comportamento crescente, indicando que quanto maior a eficiência da turbina, maior a quantidade de trabalho produzido implicando numa maior eficiência para o ciclo de potência. Já o comportamento da eficiência da trigeriação permanece constante, pois a energia total disponível no sistema é a mesma em todas as situações, e observa-se tal comportamento constante porque a energia que não foi transformada em trabalho pela turbina será aproveitada na caldeira para a produção de vapor d'água, mantendo-se a eficiência global da trigeriação igual para todos os casos dessa análise.

ii) Influência sobre a temperatura de descarga dos gases na atmosfera [10] , rendimento do ciclo de potência, COP e rendimento global da trigeriação:

Além da porcentagem de ar em excesso e da razão de compressão, nesse caso a vazão de vapor d'água produzido também será mantida constante e a análise da influência da eficiência da turbina sobre a temperatura de descarga dos gases na atmosfera pode ser observada na Figura 4.16.

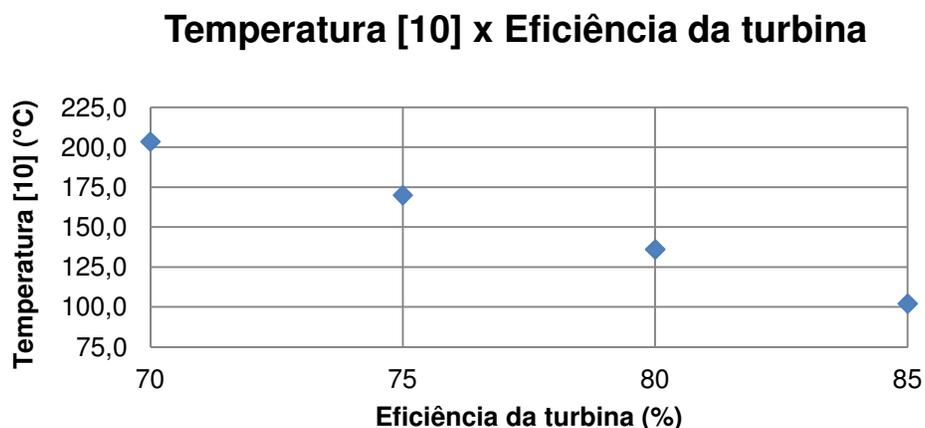


Figura 4.16 - Influência da eficiência da turbina sobre a temperatura de descarga dos gases na atmosfera.

A Figura 4.16 apresenta um comportamento decrescente pela mesma razão explicada na Figura 4.14, sendo assim, para o caso de menor eficiência da

turbina, maiores serão as quantidades de energia que permanecerão no sistema e conseqüentemente haverá um aumento na temperatura de descarga dos gases na atmosfera, aumentando-se o desperdício de energia.

A Figura 4.17 mostra a influência da eficiência da turbina sobre o rendimento do ciclo de potência, rendimento total do sistema de trigeriação e do COP.

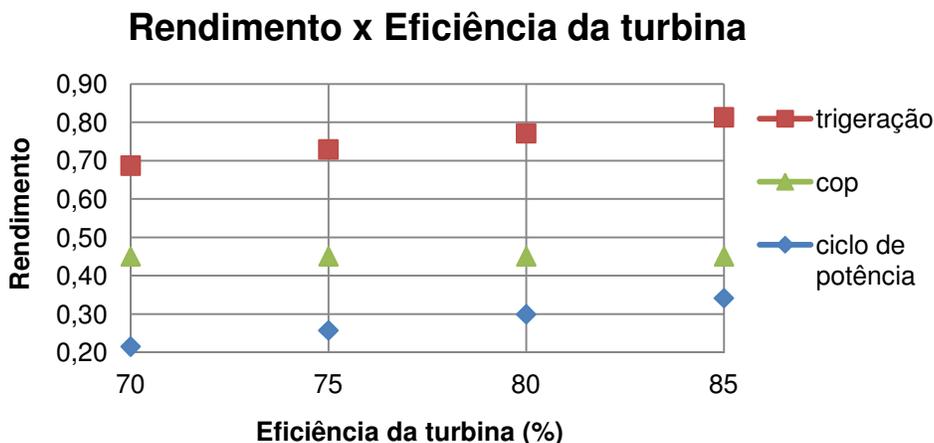


Figura 4.17 - Influência da eficiência da turbina sobre os rendimentos do sistema.

Diferentemente do que acontece na Figura 4.15, pelo fato de estar fixa a produção de vapor d'água, não existe a possibilidade de compensar a energia não utilizada pela turbina para a produção de trabalho de modo a aumentar eficiência global da trigeriação, sendo evidenciado que essa apresenta o comportamento crescente, similar ao apresentado pelos valores do ciclo de potência. Nesse caso, a diferença da quantidade de energia não aproveitada pela turbina devido a sua baixa eficiência, será adicionada à corrente de exaustão final. Sendo assim, quanto maior a eficiência da turbina, melhor o aproveitamento da energia disponível implicando em um menor desperdício de energia para as vizinhanças.

iii) Influência sobre a taxa de calor disponível para o refervedor:

Além da porcentagem de ar em excesso e da razão de compressão, nesse caso a vazão de vapor produzido e a temperatura de descarga dos gases na atmosfera [10] também serão mantidos constantes. De acordo com as Figuras 4.14 e 4.16, o comportamento esperado para a taxa de calor disponível para o

refervedor em função da variação da eficiência da turbina é uma reta decrescente, sendo construída a Figura 4.18 para tal constatação.

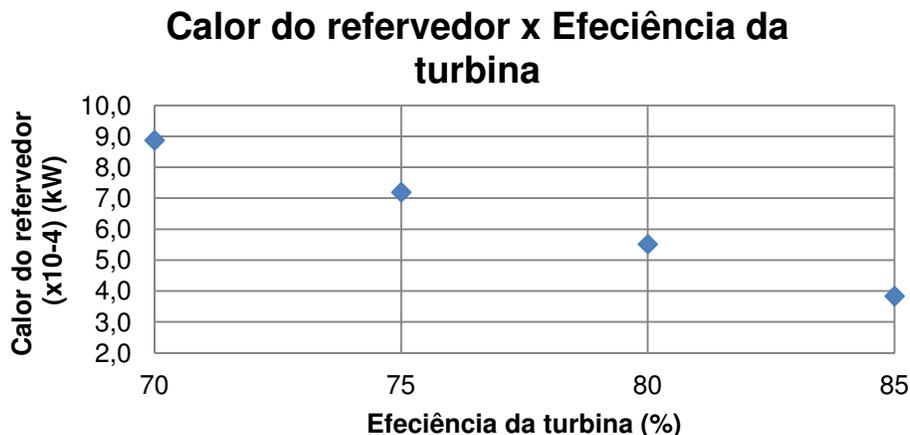


Figura 4.18 - Influência da eficiência da turbina sobre a taxa de calor disponível para o refervedor.

4.3.4 Análise da influência da vazão de vapor produzido

Para as análises da influência da vazão de vapor produzido foram utilizados valores entre 164 (t/h) e 247 (t/h) e os parâmetros mantidos constantes foram a porcentagem de ar em excesso, a razão de compressão do compressor e a eficiência da turbina.

i) Influência sobre a temperatura de descarga dos gases na atmosfera [10], rendimento do ciclo de potência, COP e rendimento global da trigeriação:

A análise da influência da vazão de vapor produzido pelo sistema sobre a temperatura de descarga dos gases na atmosfera pode ser observada na Figura 4.19.

A energia total presente no sistema será constante para todos os casos dessa análise. Ao analisar a influência entre duas possíveis variáveis respostas, uma vez fixada a taxa de calor disponível para o refervedor, conclui-se que a quantidade de energia que não for aproveitada para a produção de vapor d'água

será enviada para a corrente de exaustão final, por isso o comportamento decrescente apresentado pela Figura 4.19.

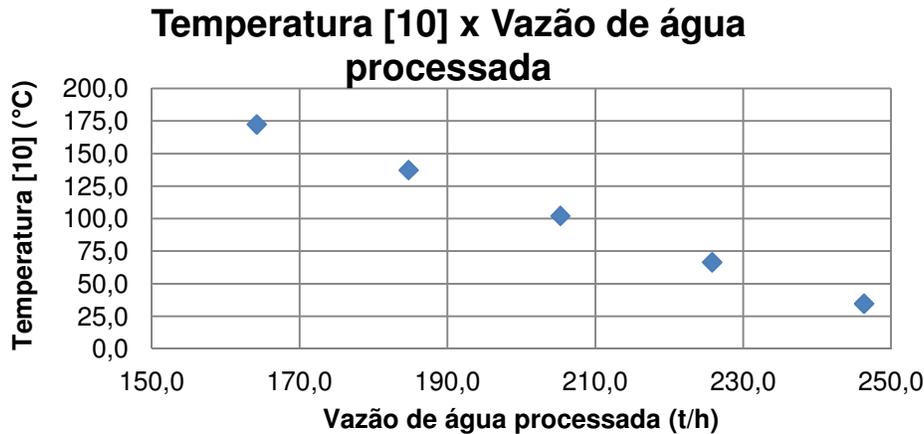


Figura 4.19 - Influência da vazão de vapor produzido sobre a temperatura de descarga dos gases na atmosfera.

A influência da vazão de vapor produzido pelo sistema sobre o rendimento do ciclo de refrigeração, rendimento total do sistema de trigeriação e do COP pode ser observada na Figura 4.20.

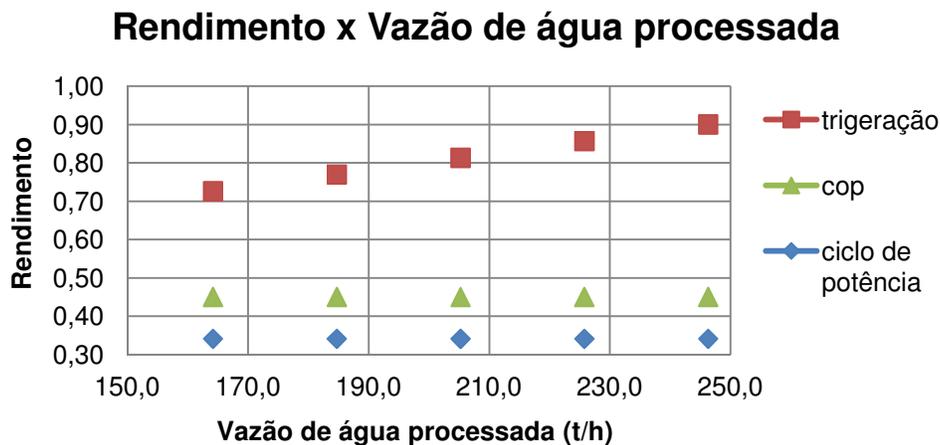


Figura 4.20 - Influência da vazão de vapor produzido sobre os rendimentos do sistema.

A eficiência do ciclo de potência permanece constante, pois os parâmetros envolvidos para o cálculo do mesmo não se alteram na análise em questão. O comportamento crescente da curva de eficiência da trigeriação se deve ao fato de que parte da energia ainda disponível no sistema está sendo aproveitada para a produção de vapor d'água alcançando uma eficiência máxima por volta de 90%.

ii) Influência sobre a taxa de calor disponível para o refervedor:

Além da das variáveis operacionais citadas no início desse subtópico, a vazão de vapor produzido e a temperatura de descarga dos gases na atmosfera [10] também serão mantidos constantes. De acordo com a Figura 4.19, o comportamento esperado para a taxa de calor disponível para o refervedor em função da variação da vazão de vapor d'água produzido é uma reta decrescente, sendo construída a Figura 4.18 para tal constatação.



Figura 4.21 - Influência da vazão de vapor produzido sobre a taxa de calor disponível para o refervedor.

A Figura 4.21 é explicada da mesma maneira que a Figura 4.19, ou seja, parte da quantidade de energia que não for aproveitada para a produção de vapor d'água será utilizada no refervedor e a outra parte irá para a corrente de exaustão final.

4.3.5 Análise da influência da temperatura de descarga dos gases na atmosfera

Para as análises da influência da temperatura de descarga dos gases na atmosfera, foram utilizados valores entre 63 (°C) e 117 (°C) e os parâmetros mantidos constantes foram a porcentagem de ar em excesso, a razão de compressão do compressor e a eficiência da turbina.

i) Influência sobre a vazão de vapor produzido no sistema, rendimento do ciclo de potência, COP e rendimento global da trigeriação:

A influência da temperatura de descarga dos gases na atmosfera sobre a vazão de vapor d'água produzido pode ser observado na Figura 4.19.

ii) Influência sobre a taxa de calor disponível para o refeedor:

Para analisar a taxa de calor disponível para o refeedor em função da variação da temperatura de descarga dos gases na atmosfera, manteve-se também constante e vazão de vapor d'água produzido e foi construída a Figura 4.22 que possui o mesmo comportamento decrescente apresentado pela Figura 4.21, porém com valores diferentes.

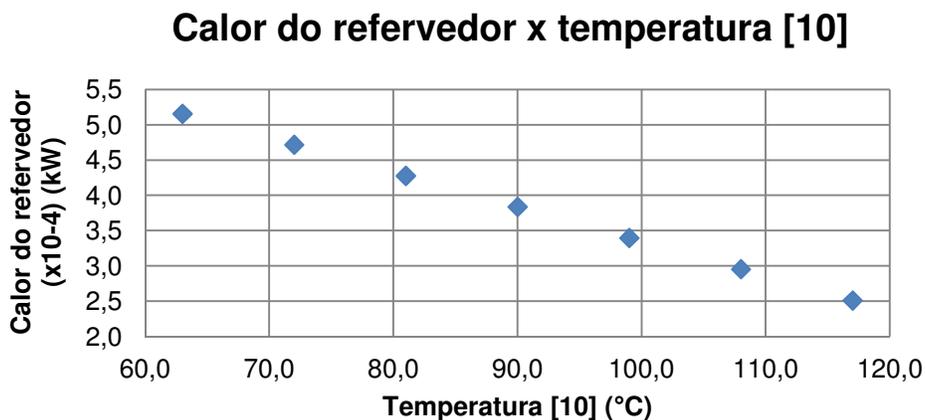


Figura 4.22 - Influência da temperatura de descarga dos gases na atmosfera sobre a taxa de calor disponível para o refeedor.

4.3.6 Influência das variáveis operacionais (pressão de alta e vazão molar) do CRA sobre a taxa de calor requerida pelo refeedor

Respeitando-se as restrições do CRA, a Figura 4.23 mostra o comportamento da taxa de calor requerida pelo refeedor ao variar a pressão de alta. Nessa análise, a queda de pressão será mantida constante e igual a 1453,2 kPa.

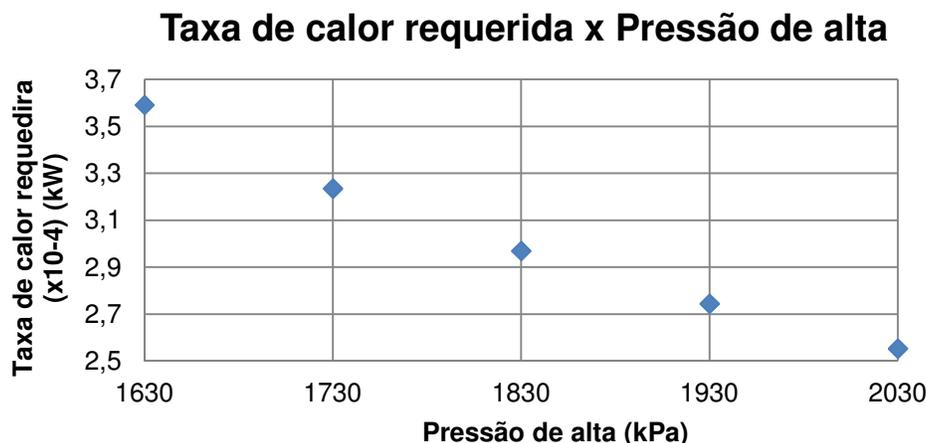


Figura 4.23 - Influência da pressão de alta sobre a taxa de calor requerida pelo refeedor.

Observa-se um comportamento decrescente para a taxa de calor requerida, pois à medida que se aumenta a pressão de alta, por consequência aumenta-se a temperatura da alimentação da coluna (corrente [23]), e faz com que a taxa de calor necessária para alcançar as condições impostas pelo processo sejam menores. O gráfico inicia com o valor de 1630 kPa, pois esse é o limite mínimo da pressão de alta, e a partir desse valor foram se somando 100 kPa até a pressão de alta chegar perto do seu valor máximo de 2064 kPa, para que seja respeitada a diferença mínima entre as correntes envolvidas no trocador (TC-107), e observando o comportamento da taxa de calor requerida.

Mantendo-se a temperatura e a pressão de alimentação da coluna constante, ao aumentar a vazão do par refrigerante/absorvente do sistema, implica em um aumento da taxa de calor requerida pelo refeedor. A Figura 4.24 confirma tal fato e apresenta valores da taxa de calor requerida em algumas situações. Para a variação da vazão molar do sistema, utilizou-se como valor base o valor utilizado nas simulações, escolhendo-se mais dois valores abaixo e acima. Nesse caso, a pressão de alta foi mantida constante e igual a 1728 kPa e a queda de pressão igual a 1453,2 kPa.

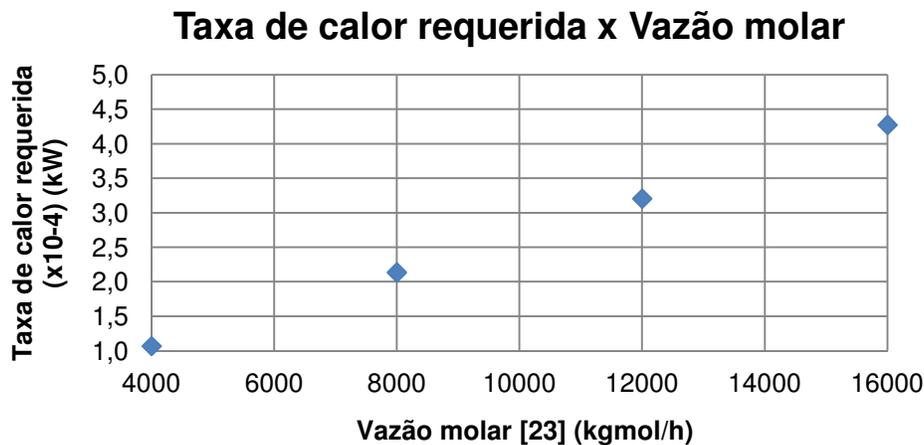


Figura 4.24 - Influência da vazão molar do par refrigerante/absorvente sobre a taxa de calor requerida pelo refeedor.

Ao variar a taxa de calor requerida pelo refeedor, observa-se que a taxa de calor do evaporador também muda, porém, seus valores não sofrerão grandes variações por causa das condições fixadas para a simulação. Para analisar o comportamento do COP do CRA devido à variação da taxa de calor requerida pelo refeedor, foi criada a Figura 4.25.

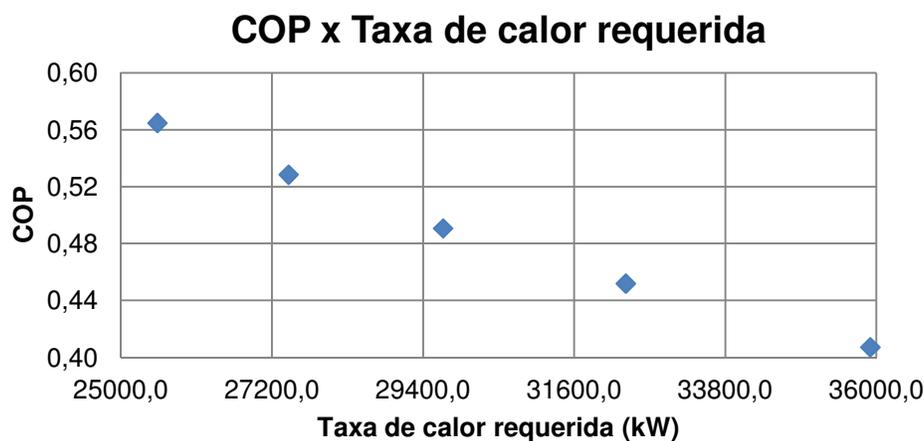


Figura 4.25 - Influência da taxa de calor requerida pelo refeedor sobre o COP do CRA.

Após a análise das variáveis operacionais escolhidas, é possível comparar a taxa de calor disponível em cada situação com a taxa de calor requerida pelo refeedor. Para a construção da Figura 4.26, tomou-se como base os valores apresentados na Figura 4.23, onde cada pressão de alta demanda uma taxa de calor (esses valores formaram a linha de referência). A linha de referência é uma

reta que foi construída para servir de base para a análise se a taxa de calor disponível no sistema é capaz de atender a taxa de calor requerida pelo refulvedor. Os valores localizados acima da linha de referência indicam que a taxa de calor produzida é maior que a necessária, sendo essa diferença não aproveitada pelo CRA. Quando o valor se encontra sobre a reta, indica que a taxa de calor disponível é exatamente igual à taxa de calor requerida pelo refulvedor. E valores abaixo da linha de referência indicam ser insuficientes para acionar o CRA, nas condições determinadas.

A Figura 4.26 mostra que, com exceção de algumas situações envolvendo a vazão de vapor produzida, todas as outras curvas estão localizadas acima da linha de referência, indicando que em todas essas situações, o sistema é capaz de produzir taxas de calor mais do que necessária para acionar o CRA.

Taxa de calor disponível x Taxa de calor requerida

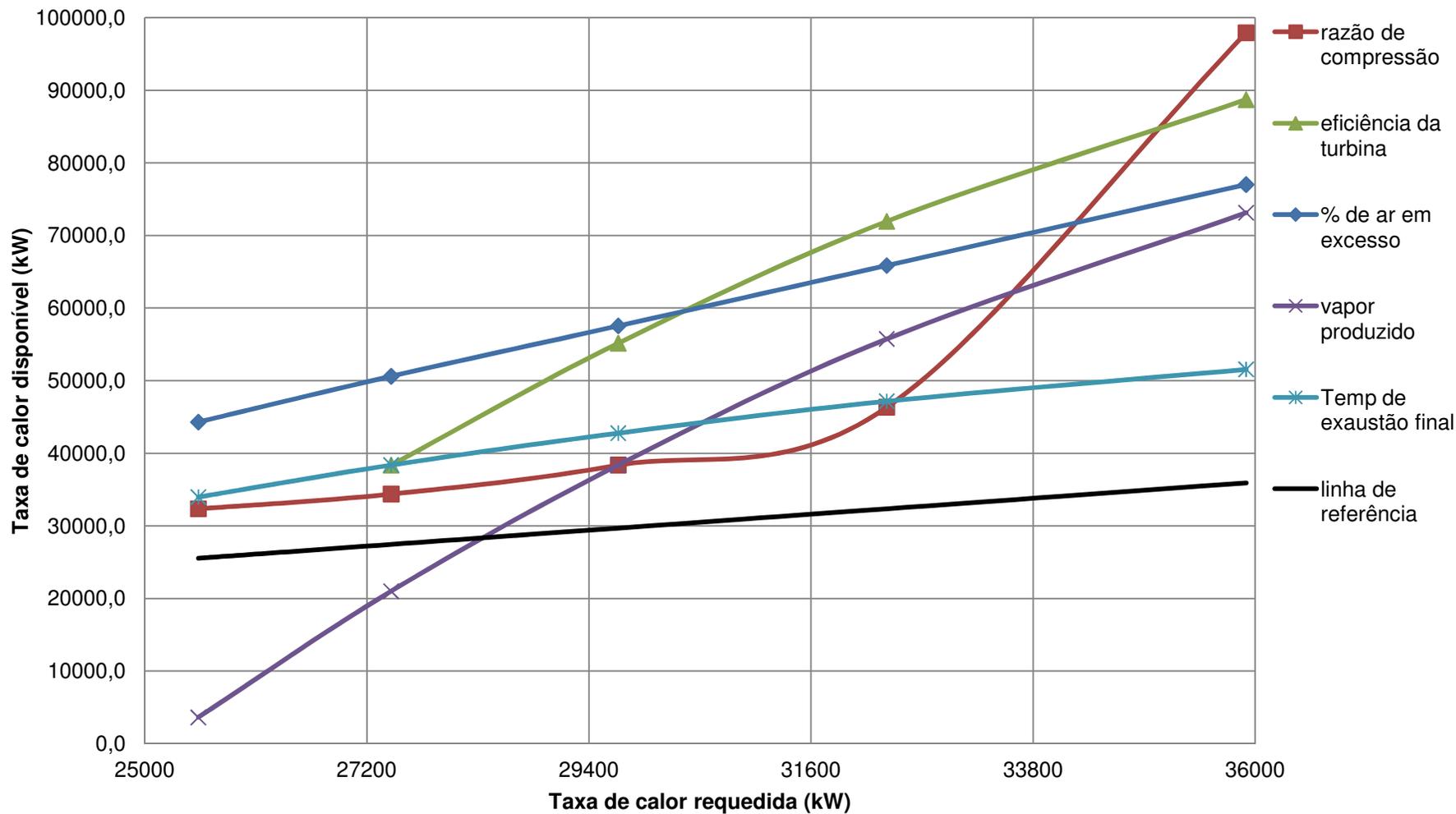


Figura 4.26 - Comparação entre a taxa de calor disponível para o refervedor e a taxa de calor requerida pelo refervedor.

4.3.7 Análise das condições ótimas do ciclo de refrigeração por absorção

Por se tratar do produto terciário na cadeia de produção do sistema de trigeração, utilizando a energia que não foi utilizada nas etapas anteriores, o ciclo de refrigeração por absorção não exerce influência nos parâmetros operacionais do ciclo de potência nem da produção de vapor d'água. Por esse motivo, a análise feita sobre o ciclo de refrigeração por absorção proposto será para observar como as pressões de operação envolvidas no ciclo de refrigeração por absorção influenciam no valor do coeficiente de desempenho.

Entretanto, existe sim a possibilidade de o ciclo de refrigeração por absorção influenciar nas condições da corrente de exaustão final e até mesmo na vazão de vapor produzido. Para que isso seja possível, basta priorizar a capacidade de refrigeração em detrimento da vazão de vapor produzido ou da temperatura de descarga dos gases na atmosfera, sendo estabelecidas quantidades fixas para a capacidade de refrigeração como condições necessárias do processo, porém esse não é o caso em questão. Nessa dissertação, a capacidade de produção será tratada como um ganho na eficiência da utilização do combustível.

Os valores da pressão de alta igual a 1728 kPa e da queda de pressão igual a 1453,2 kPa, implicando em uma pressão de baixa igual a 274,8 kPa, são utilizados por serem os valores apresentado por Colonna e Gabrielli (2003).

- Variação da pressão de alta do ciclo de refrigeração por absorção (mantendo-se a queda de pressão igual a 1453,2 kPa):

Mantendo-se uma diferença de pressão entre as duas zonas de pressão igual a 1453,2 kPa, o CRA apresenta como restrições o fato de que a pressão de alta apresente um valor máximo de 2064 kPa e um valor mínimo de 1630 kPa. Como o valor da pressão de operação do ciclo está diretamente relacionado com a quantidade de calor utilizada pelo refeedor, o mínimo valor aproveitado pelo refeedor é de 24940 kW e o valor máximo que pode ser aproveitado pelo CRA é de 35910 kW. Para tal análise, é exposta a Figura 4.27.

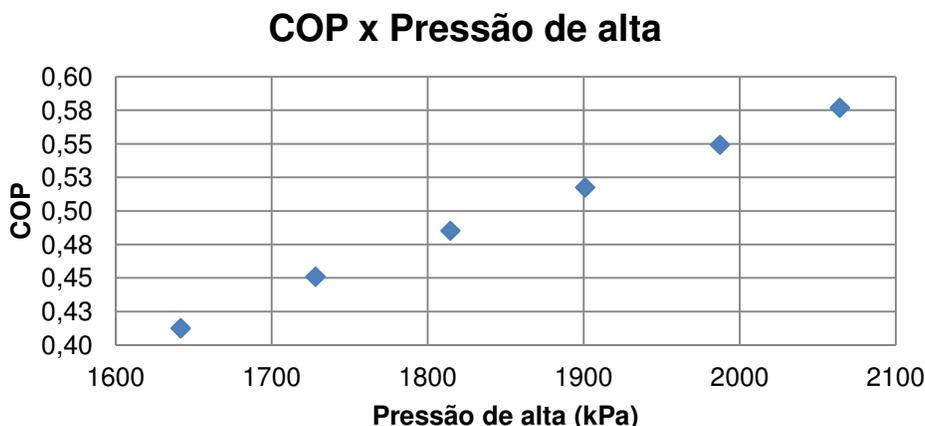


Figura 4.27 - Influência da pressão de alta sobre o COP do ciclo de refrigeração por absorção.

De acordo com a Figura 4.27, quanto maior a pressão de alta, melhor o coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração por absorção. Analisando as parcelas responsáveis pelo cálculo do COP, percebe-se que com o aumento da pressão de operação do sistema, a variação do calor requerido no refeedor é muito maior que a variação da capacidade de refrigeração, fazendo com que a razão entre o calor do evaporador e o calor do refeedor tenda a aumentar. Por limites operacionais, o máximo valor obtido para o COP foi de 0,58.

- Variação da pressão de alta do ciclo de refrigeração por absorção (mantendo-se a pressão de baixa igual a 274,8 kPa), sendo apresentada a Figura 4.28.

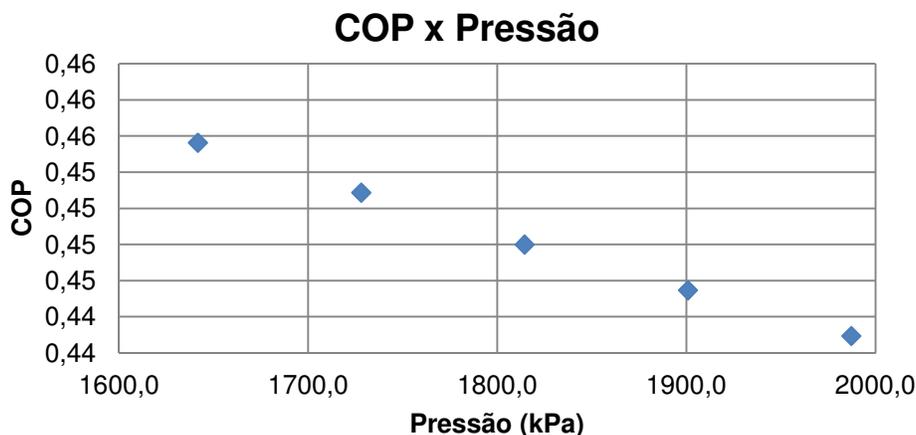


Figura 4.28 - Influência da pressão de alta sobre o COP do ciclo de refrigeração por absorção.

Diferentemente do que acontece na Figura 4.27, ao fixar a pressão de baixa, a temperatura das correntes envolvidas na refrigeração do meio em que se

deseja resfriar permanecem constantes, sendo o calor do evaporador o único grau de liberdade do ciclo e com isso assimilando toda energia extra produzida com o aumento da pressão. Tal efeito faz com que a variação do calor envolvido no evaporador seja muito maior que a variação do calor requerido pelo refulvedor, fazendo com que o COP diminua. Para essa situação, a melhor faixa de operação encontrada através do simulador foi para a pressão de alta igual a 1630 kPa e o COP de 0,45, aproximadamente.

- Variação da pressão de baixa do ciclo de refrigeração por absorção (mantendo-se a pressão de alta igual a 1728 kPa). Para tal análise foi construída a Figura 4.29.

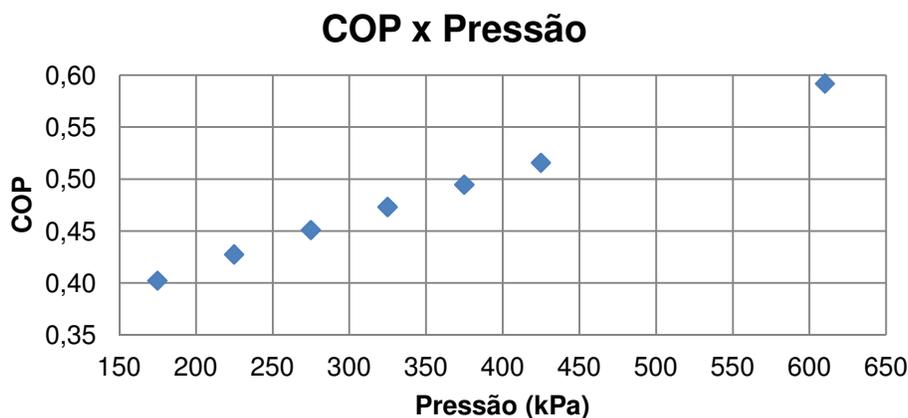


Figura 4.29 - Influência da pressão de baixa sobre o COP do ciclo de refrigeração por absorção.

A análise da Figura 4.29 indica que quanto menor a diferença entre zonas de pressão, melhor o coeficiente de desempenho, porém devido às características do sistema, para evitar cruzamentos nos trocadores de calor, a mínima queda de pressão admissível para que a diferença mínima de temperatura nos lados do trocador TC-107 fosse respeitada é de 1118 kPa, o que equivale à pressão de baixa igual a 610 kPa, gerando um COP máximo para essa situação de 0,59.

4.3.8 Análise da quantidade relativa de cada utilidade produzida

Para cada um dos cenários apresentados na Tabela 3.7 do Capítulo 3, foi feito o cálculo da quantidade total de utilidade produzida e o percentual que esse

valor representava, sendo possível, através da Tabela 4.7, identificar situações com maior distribuição percentual para a produção de trabalho, maior produção de vapor ou com maior utilização do calor no refeedor. De acordo com as condições impostas para o CRA, a capacidade de refrigeração máxima obtida é de $1,49 \times 10^4$ kW, obtendo-se um COP igual a 0,59.

Tabela 4.7 – Distribuição percentual das utilidades produzidas nos diferentes cenários.

Cenário	Total de utilidades (10^{-5} kW)	Trabalho útil (%)	Produção de vapor (%)	Calor utilizado no refeedor (%)
1	2,90	31,33	60,01	8,67
3	2,96	30,71	57,58	11,71
5	2,88	31,52	59,76	8,72
7	2,86	31,73	59,49	8,78
8	2,98	30,51	57,85	11,64
17	3,38	42,10	50,45	7,45
65	3,38	42,13	50,42	7,44
76	3,38	42,22	50,35	7,43
81	2,99	31,43	56,98	11,59

Após a análise da Tabela 3.7, observa-se que as maiores distribuições percentuais para o trabalho útil obtido são de 42,22%, 42,13% e 42,10% (cenários 76, 65 e 17, respectivamente), as maiores distribuições percentuais para o trabalho produzido na caldeira correspondem a 60,01%, 59,76% e 59,49% (cenários 1, 5 e 7, respectivamente) e as maiores distribuições percentuais para a capacidade de refrigeração correspondem a 11,71%, 11,64% e 11,59% (cenários 3, 8 e 81, respectivamente) da quantidade total de utilidades produzidas. Baseado nesses valores é possível concluir que para se obter o maior percentual de trabalho útil, deve-se operar com a menor porcentagem de ar em excesso (no caso 100%) e a maior razão de compressão (no caso igual a 15) e a maior pressão de operação na caldeira (no caso igual a 5000 kPa). As situações que geraram maior percentual para o trabalho produzido na caldeira foram as que utilizaram a menor porcentagem de ar em excesso (no caso 100%) e a menor razão de compressão (no caso igual a 5) e a menor diferença entre as pressões de operação do CRA (no caso igual a 1120 kPa) e as situações que geraram maior percentual de distribuição para a capacidade de refrigeração foi utilizando o

menor valor de razão de compressão, no caso igual a 5, e a diferença entre as pressões de operação era igual a 1520 kPa.

Os cenários que apresentaram o melhor COP foram os que apresentaram a menor diferença entre as pressões de operação do CRA, no caso 1120 kPa.

Semelhante à distribuição mostrada na Figura 1.1, a Tabela 4.8 mostra a distribuição da energia total fornecida ao sistema, mostrando o percentual de cada utilidade produzida, esses foram os cenários que propiciaram as menores perdas percentuais de energia. É apresentada no Anexo H a tabela completa, mostrando o percentual de aproveitamento de energia para todos os oitenta e um cenários. Para esses cálculos, será considerada somente a entalpia de combustão como energia de entrada, sendo considerada a entalpia da corrente de ar, da corrente de combustível e da corrente de água desprezíveis.

Tabela 4.8 - Aproveitamento de energia na trigeração.

Cenário	Energia fornecida (10 ⁻⁵ kW)	Trabalho útil (%)	Vapor produzido (%)	Capacidade de refrigeração (%)	Perdas (%)
11	3,81	37,31	45,69	9,10	7,91
46	3,81	37,49	45,21	9,10	8,20
79	3,81	37,49	45,69	9,10	7,72

De acordo com as considerações feitas, percebe-se que o cenário que utiliza melhor a energia disponível para o sistema é o de número 79, apresentando 7,72% de perdas. Para isso, as variáveis operacionais foram: porcentagem de ar em excesso igual a 150%, razão de compressão igual a 15, pressão de operação da caldeira igual a 1000 kPa e diferença de pressão entre as zonas de operação do CRA igual a 1520 kPa. Em seguida tem-se os cenários 11 cujos valores das variáveis são: porcentagem de ar em excesso igual a 100%, razão de compressão igual a 15, pressão de operação da caldeira igual a 1000 kPa e diferença de pressão entre as zonas de operação do CRA igual a 1520 kPa. E em terceiro, o cenário 46 cujos valores das variáveis são: porcentagem de ar em excesso igual a 150%, razão de compressão igual a 15, pressão de operação da caldeira igual a 3000 kPa e diferença de pressão entre as zonas de operação do CRA igual a 1520 kPa.

Outra forma de expor os resultados da distribuição da quantidade de energia é mostrada na Figura 4.30, onde é possível identificar as faixas onde determinada utilidade é maior ou menor, assim como ter uma idéia da máxima produção de cada utilidade de acordo com o cenário proposto.

Distribuição da energia produzida x Cenários

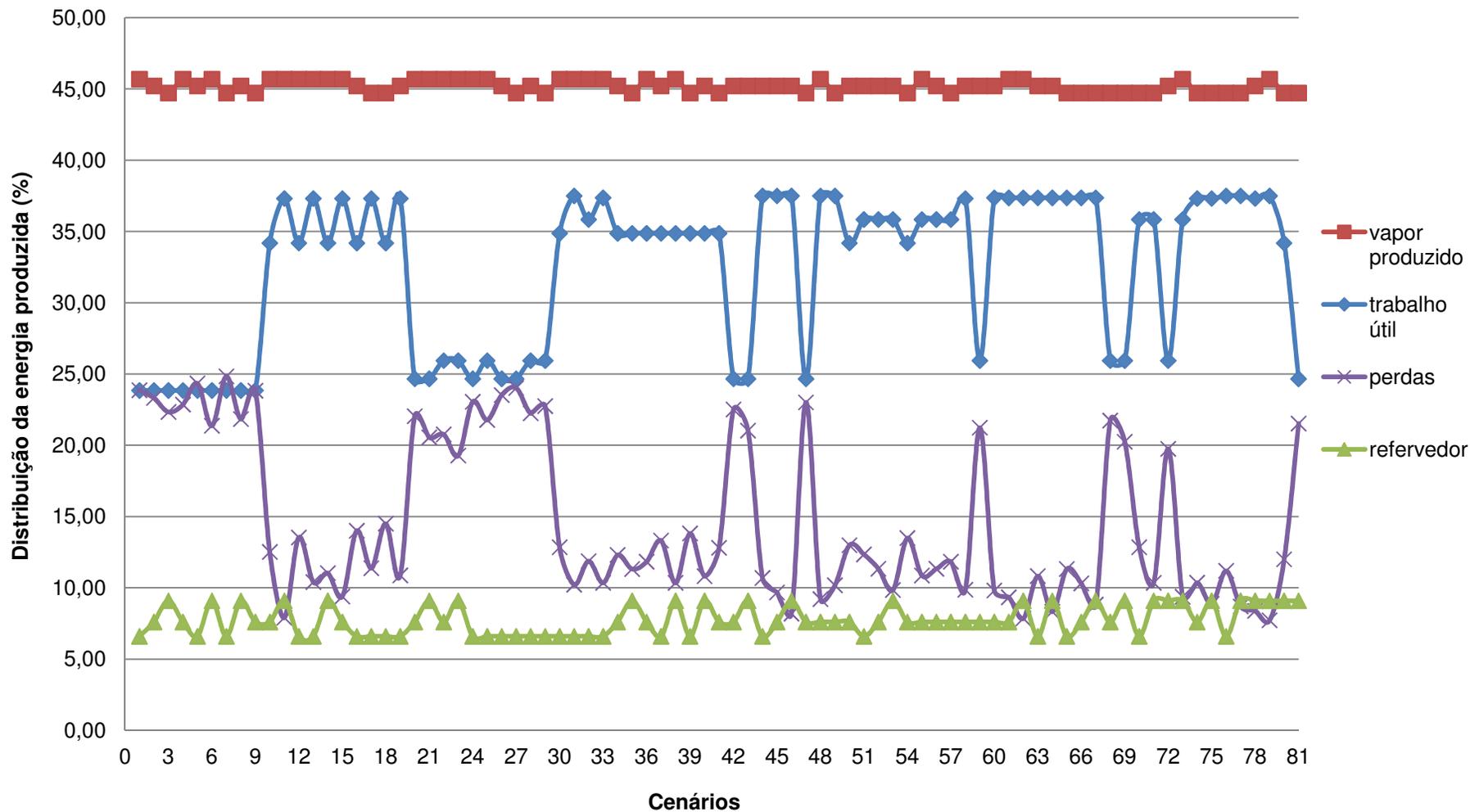


Figura 4.30 – Distribuição percentual da energia produzida.

5. CONCLUSÕES

Após a realização desse trabalho, confirma-se que a produção simultânea de três tipos de utilidades (trabalho, vapor d'água e frio) traz benefícios como o aumento da eficiência global do sistema, redução do consumo de combustíveis e diminuição da emissão de gases poluentes à atmosfera comparando-se à produção das utilidades separadamente.

Com relação ao ganho na eficiência energética, com a simples geração de trabalho pelo ciclo de potência, foi obtida uma eficiência por volta de 34%. Com a utilização da trigerção a média da eficiência global do sistema foi em torno de 83%, aumento de 144%. Cálculos referentes à quantidade de combustível economizado e de redução de gases enviado para a atmosfera não foram feitos, porém com base no resultado obtido para a eficiência do processo, conclui-se que o sistema de trigerção traz essas vantagens.

Para as condições de temperatura impostas no CRA, de modo a respeitar a diferença mínima nos lados dos trocadores, modificando-se apenas as pressões de operação (aumentando as duas zonas de pressão e mantendo-se a diferença entre elas constante), chega-se a um COP igual a 0,59, valor 31,1% melhor que o COP calculado nas simulações, em torno de 0,45. Os resultados mostraram também que ao analisar somente o CRA, quanto mais altas as pressões de operação e menores a queda de pressão, respeitando-se os limites operacionais, o sistema apresenta melhores valores para o coeficiente de desempenho.

Através da análise gráfica, a situação que gerou a maior eficiência global da trigerção foi modificando a composição da alimentação. O sistema foi alimentado com 0% de oxigênio em excesso, sendo capaz de processar 258 t/h de água e apresentou um valor de 85% para a eficiência global da trigerção. Em contrapartida, o pior desempenho se deu com a eficiência da turbina igual a 70% e a temperatura de descarga dos gases na atmosfera igual a 204 °C, situação que a eficiência global do sistema apresentou um valor de 66%.

Com a análise combinada das quatro variáveis operacionais escolhidas, e considerações feitas, o melhor e o pior cenário para a eficiência global da

trigeração foram os cenários 79 (com os seguintes parâmetros: 150% de ar em excesso, razão de compressão igual a 15, pressão de operação da caldeira igual a 1000 kPa e queda de pressão no CRA igual a 1520 kPa) e o cenário 7 (com os seguintes parâmetros: 100% de ar em excesso, razão de compressão igual a 5, pressão de operação da caldeira igual a 5000 kPa e queda de pressão no CRA igual a 1120 kPa), com eficiências iguais a 92,28% e 75,16%, respectivamente.

Ao final do trabalho foi possível entender melhor a sensibilidade de cada parâmetro operacional analisado, fato que facilitará o desenvolvimento de futuras pesquisas relacionadas à trigeração.

O sistema proposto permite a adaptação do sistema de trigeração para diferentes configurações, assim como diferentes necessidades de distribuição das utilidades produzidas. Existe a possibilidade de aumento ou redução da produção de uma determinada utilidade com modificações operacionais alcançando valores requisitados para o processo.

Sendo assim, o estudo proposto se aplica a qualquer capacidade de produção que se deseje analisar, para isso basta que as quantidades de cada utilidade a ser produzida sejam estabelecidas previamente, caso exista alguma imposição do processo referente à temperatura e/ou pressão identificá-las e depois ajustar os parâmetros para então poder observar como o sistema se comporta para a situação proposta.

Fato importante de se observar, é que com a implementação da trigeração, a empresa irá produzir as utilidades e poderá escolher se as utilizará dentro do seu próprio processo ou irá fornecer para outra empresa. Tal possibilidade faz com que a empresa que passa a gerar as utilidades tenha uma dependência menor do fornecimento das fábricas geradoras, aumentando a sua segurança energética, ou seja, diminuindo a possibilidade de uma eventual falha no abastecimento das utilidades necessárias para o processo.

Dentre as variáveis analisadas nesse trabalho, com exceção da razão de compressão do compressor (comp-100) e a faixa de operação da pressão de alta do ciclo de refrigeração por absorção, todas as outras apresentaram comportamentos similares, com dependência linear, alcançando as faixas de

restrições impostas pelo sistema, porém através da inclinação das retas percebeu-se que as relações de dependência das variáveis são diferentes.

Para o caso da variação da razão de compressão, é possível estabelecer um ponto ótimo de operação com o intuito de minimizar a variável analisada. E a variável que apresentou maiores variações para a eficiência global da trigerção foi mudando a turbina, e assim variando a eficiência isentrópica, alcançando valores entre 66% e 83%.

Após a finalização desse estudo, foi concluído que a metodologia aplicada foi adequada e que o *software* utilizado permitiu realizar as análises propostas e identificar pontos de restrições dentro do processo, devido às imposições das condições operacionais de algumas correntes.

Muitos estudos ainda devem ser feitos nessa área, para aprimoramento das tecnologias aplicadas e aumento da viabilidade dos projetos, pois, sabe-se que para algumas plantas, o investimento inicial para se implementar a tecnologia proposta é elevado, porém, com o passar do tempo as empresas terão que fazer o máximo para economizar capital e principalmente se encaixar dentro das metas estabelecidas pelo governo no que diz respeito aos índices de emissão de gases poluentes ao meio ambiente.

Faz-se necessário uma análise econômica, levando-se em consideração o custo envolvido na aquisição das utilidades necessárias para o funcionamento do empreendimento, assim como a quantidade de capital que será economizado nas situações de própria produção das utilidades. O tempo de retorno de capital dependente do país em que será implementado, devido ao preço cobrado pelas utilidades (energia elétrica e água), assim como com os incentivos fiscais cedidos.

PROPOSTAS FUTURAS:

- Analisar a influência de outros parâmetros do CRA, tais como temperatura do condensador e evaporador sobre a eficiência global do sistema, assim como testar diferentes configurações do ciclo, por exemplo, a utilização do CRA de duplo efeito.

- Fazer a otimização do sistema proposto, tendo em vista suas restrições, indicando os pontos ótimos de operação.

- Fazer uma análise exergética do processo, com o objetivo de identificar pontos de maiores perdas energéticas, analisando o custo real dessa perda para que se tenha uma certeza maior de qual ponto deve ser atacado para obter maiores ganhos energéticos e financeiros.

- Realizar uma análise econômica a fim de verificar a viabilidade de se implementar tal tecnologia proposta, assim como qual seria o tempo de retorno médio para um empresa que resolvesse adotar tal tecnologia no mercado brasileiro.

- Realizar uma análise termoeconômica para o processo proposto.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AL-SULAIMAN, FAHAD A.; HAMDULLAHPUR, FERIDUN; DINCER, IBRAHIM. **Trigeneration: A comprehensive review based on prime movers.** *International Journal of Energy Research* 35 (2011), pp. 233-258.

AMERI, MOHAMMAD; BEHBAHANINIA, ALI; TANHA, AMIR ABBAS. **Thermodynamic analysis of a tri-generation system based on micro-gas turbine with a steam ejector refrigeration system,** *Energy* 35 (2010), pp. 2203-2209.

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

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

BEJAN, A. **Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture,** *International Journal of Energy Research* 26 (2002), pp.545-565.

BIEZMA, M.V.; SAN CRISTOBAL, J.R. **Investment criteria for the selection of cogeneration plants - A state of the art review.** *Applied Thermal Engineering*, 26 (5-6) (2006), pp. 583-588.

BRUNO, JOAN CARLES; ORTEGA-LOPEZ, VICTOR; CORONAS, ALBERTO. **Integration of absorption cooling systems into micro gas turbine trigeneration systems using biogas: Case study of a sewage treatment plant.** *Applied Energy* 86 (2009), pp. 837-847.

CALVA, E. TEOPA; NUNEZ, M. PICON; TORAL, M. A. RODRIGUEZ. **Thermal integration of trigeneration systems.** *Applied Thermal Engineering* 25 (2005), pp. 973-984.

CARDONA E.; PIACENTINO A. **A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas.** *Applied Thermal Engineering* 23 (2003), pp. 1665-1680.

CARDONA E.; PIACENTINO A.; CARDONA F. **Energy saving in airports by trigeneration. Part I: Assessing economic and technical potential.** *Applied Thermal Engineering* 26 (2006), pp. 1427-1436.

CHEN, C.-C.; MATHIAS, P. M. **Applied thermodynamics for process modeling.** *AIChE Journal* 48 (2002), pp. 194-200.

CHICCO, GIANFRANCO; MANGARELLA, PIERLUIGI. **From cogeneration to trigeneration: profitable alternatives in a competitive market,** *IEEE Transactions on Energy Conversion* 21, (1), (2006), pp. 265-272.

CIPOLATO, LIZA. **Análise Exergética de um Ciclo em Cascata para Liquefação de Gás Natural.** Dissertação de mestrado (2008). Disponível em <<http://www.bibliotecadigital.unicamp.br/document/?code=vtls000445734>>. Acesso em 06/06/2011.

COLONNA, PIERO; GABRIELLI, SANDRO. **Industrial trigeneration using ammonia-water absorption refrigeration systems (AAR).** *Applied Thermal Engineering* 23 (2003), pp. 381-396.

DESIDERI, UMBERTO; PROIETTI, STEFANIA; SDRINGOLA, PAOLO. **Solar-powered cooling systems: Technical and economic analysis on industrial refrigeration and air-conditioning applications.** *Applied Energy* 86 (2009), pp. 1376-1386.

DHARMADHIKARI, SHASHI. **Consider trigeneration techniques for process plants.** *Hydrocarbon Processing* 76 (7) (1997), pp 91-100.

EMHO, LASZLO. **District energy efficiency improvement with trigeneration: Basic considerations and case studies.** *Energy Engineering: Journal of the Association of Energy Engineering* 100 (2) (2003), pp. 66-80.

GE, Y.T.; TASSOU, S.A.; CHAER, I.; SUGUARTHA, N. **Performance evaluation of a tri-generation system with simulation and experiment.** *Applied Energy* 86 (2009), pp. 2317-2326.

GODEFROY, J.; BOUKHANOUF, R.; RIFFAT, S. **Design, testing and mathematical modelling of a small-scale CHP and cooling system (small CHP-ejector trigeneration).** *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), pp. 68-77.

GOMRI RABAH. **Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems.** *Energy Conversion and Management* 50 (2009), pp. 1279-1287.

GRISEL, RUUD J.H.; SMEDING, SIMON F.; BOER, ROBERT DE. **Waste heat driven silica gel/water adsorption cooling in trigeneration.** *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), pp. 1039-1046.

HETEU, P. M. TCHOUATE; BOLLE, LÉON. **Economie d'énergie en trigeneration.** *International Journal of Thermal Sciences* 41 (2002), pp. 1151-1159.

HWANG, YUNHO. **Potential energy benefits of integrated refrigeration system with microturbine and absorption chiller.** *International Journal of Refrigeration* 27 (2004), pp. 816-829.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Combined Heat and Power - Evaluating the benefits of greater global investment.** (2008). Disponível em <http://www.localpower.org/documents/reporto_iea_chpwademodel.pdf>. Acesso em 10/05/2011.

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

KHALIQ, ABDUL. **Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration.** *International Journal of Refrigeration* 32 (2009), pp. 534-545.

KHALIQ, A; KUMAR, R; DINCER, I. **Performance analysis of an industrial waste heat based trigeneration system.** *International Journal of Energy Research* 33 (2009), pp. 737-744.

KHALIQ, ABDUL; KUMAR, RAJESH. **Thermodynamic performance assessment of gas turbine trigeneration system for combined heat cold and power production.** *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 130 (2) (2008).

KOROBITSYN, M.A. **New and advanced energy conversion technologies. Analysis of cogeneration, combined and integrated cycles.** Disponível em <<http://doc.utwente.nl/32032/1/t0000006.pdf>>. Acesso em 09/05/2011.

LIAO, XIAOHONG; RADERMACHER, REINHARD. **Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems.** *International Journal of Refrigeration* 30 (2007), pp. 904-911.

LIN, LIN; WANG, YAODONG; AL-SHEMMERI, TARIK; RUXTON, TOM; TURNER, STUART; ZENG, SHENGCHUO; HUANG, JINCHENG; HE, YUNXIN;

HUANG, XIAODONG. **An experimental investigation of a household size trigeneration.** *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), pp. 576-585.

MALICO, I.; CARVALHINHO, A.P.; TENREIRO, J. **Design of a trigeneration system using a high-temperature fuel cell.** *International Journal of Energy Research* 33 (2009), pp. 144-151.

MINCIUC, E.; CORRE, O. LE; ATHANASOVICI, V.; TAZEROUT, M.; BITIR. I. **Thermodynamic analysis of tri-generation with absorption chilling machine.** *Applied Thermal Engineering* 23 (2003), pp. 1391-1405.

NAJJAR, YOUSEF S.H. **Gas turbine cogeneration systems: a review of some novel cycles.** *Applied Thermal Engineering* 20 (2000), pp. 179-197.

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

PARISE, JOSÉ A.R.; CASTILLO MARTÍNEZ, LUIS C.; MARQUES, RUI PITANGA; MENA, JESÚS BETANCOURT; VARGAS, JOSÉ V.C. **A study of the thermodynamic performance and CO₂ emissions of a vapour compression bio-trigeneration system.** *Applied Thermal Engineering* 31 (2011), pp. 1411-1420.

RIFFAT S.B.; QIU GUOQUAN. **Comparative investigation of thermoelectric air-conditioners versus vapour compression and absorption air-conditioners.** *Applied Thermal Engineering*, 24 (14-15) (2004), pp. 1979-1993.

SANTOYO, J. HERNANDEZ; CIFUENTES, A. SANCHEZ. **Trigeneration: An alternative for energy savings.** *Applied Energy* 76 (2003), pp. 219.

SHIRAN Y.; SHITZER A.; DEGANI D. **Computerized design and economic evaluation of an aqua-ammonia solar operated absorption system** *Solar Energy*, 29 (1) (1982), pp. 43-54.

SILVEIRA, J.L.; TUNA, C.E. **Thermoeconomic analysis method for optimization of combined heat and power systems. Part I.** *Progress in Energy and Combustion Science* 29 (6) (2003), pp. 479-485.

SRIKHIRIN P., APHORN RATANA S., CHUNGPAIBULPATANA S. **A review of absorption refrigeration technologies.** *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 5 (2001), pp. 343-372.

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* 29 (2009), pp. 2624-2632.

SZKLO, ALEXANDRE SALEM; SOARES, JEFERSON BORGHETTI; TOLMASQUIM, MAURÍCIO TIOMNO. **Economic potential of natural gas-fired cogeneration in Brazil: Two case studies.** *Applied Energy* 67 (3) (2000), pp. 245-263.

TEMIR, GALIP; BILGE, DURRIYE; EMANET, OZLEM. **An Application of Trigeneration and Its Economic Analysis,** *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 26 (9).(2004), pp. 857-867.

WANG, YAODONG; HUANG, YE; ROSKILLY, ANTHONY P. **Trigeneration integrated with absorption enhanced reforming of lignite and biomass.** *Fuel* 88 (2009), pp. 2004-2010.

WHITE, STEPHEN D.; O'NEILL, BRIAN K. **Analysis of an Improved Aqua-Ammonia Absorption Refrigeration Cycle Employing Evaporator Blowdown to Provide Rectifier Reflux.** *Applied Energy* 50 (1995), pp. 323-337

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

YILMAZ, T. **Performance optimization of a gas turbine-based cogeneration system.** *Journal of Physics D: Applied Physics* 39 (11) (2006), pp. 2454-2458.

SMITH, J. M.; VAN NESS, H.C.; ABBOTT, M.M. *Introdução à Termodinâmica da Engenharia Química.* Editora LTC, 7ª edição, 2007.

MORAN MICHAEL J.; SHAPIRO HOWARD N. *Princípios de Termodinâmica para Engenharia.* Editora LTC, 4ª edição, 2002.

<<http://www.bahiagas.com.br>>. Acesso em 30/06/2011.

<www.gaslocal.com.br>. Acesso em 15/12/2011.

<http://www.greenpeace.org.br/clima/pdf/protocolo_kyoto.pdf>. Acesso em 05/05/2011.

<<http://ptsconsulting.com/user-content/documents/Articles/PTS%20Perspective%20-%20Trigeneration%20In%20DCs.pdf>>. Acesso em 01/06/2011.

<<http://br.reuters.com>>. Acesso em 05/04/2011.

Anexo A – Temperatura do vapor d'água produzido no processo

Primeiramente calcula-se a quantidade de energia trocada pela corrente [6]-[7]. De acordo com a composição e os elementos presentes em cada corrente, calcula-se o calor específico (C_p) de cada corrente utilizando valores apresentados por Smith e Van Ness, tem-se:

Tabela A.1 - Constantes utilizadas para o cálculo do calor específico.

Componentes	%	A	B (10 ³)	C (10 ⁶)	D(10 ⁻⁵)
H2O	0,057975	3,47	1,45	0	0,121
CO2	0,030501	5,457	1,045	0	-1,157
O2	0,144462	3,639	0,506	0	-0,227
N2	0,767062	3,28	0,593	0	0,04
CH4	0	1,702	9,081	-2,164	0
C2H6	0	1,131	19,225	-5,561	0
C3H8	0	1,213	28,785	-8,824	0
Total	1	3,40927779	0,643903	0	-0,0303851

A constante universal dos gases (R) é $8,314 \text{ (J.K}^{-1}\text{.mol}^{-1}\text{)}$. Resolvendo-se a Equação A.1 com a temperatura inicial ($T_{in} = T[7] \text{ (}^\circ\text{C)} + 273,15 = 441,15 \text{ K}$) e a temperatura final ($T_f = T[6] \text{ (}^\circ\text{C)} + 273,15 = 738,25 \text{ K}$), tem-se:

$$\frac{\Delta C_p}{R} = \int_{T_{in}}^{T_f} (A + B.T + C.T^2 + D.T^{-2})dT \quad (A.1)$$

A quantidade de energia trocada é calculada pela Equação A.2.

$$Q = \dot{m} . \Delta C_p \quad (A.2)$$

Utilizando a vazão molar igual a $86,863 \text{ kgmol/h}$, tem-se que a energia trocada (Q) é igual a $810960,96 \text{ kJ/h}$.

O fato de a corrente [8a] e [9] serem composta somente por água permite a utilização das tabelas de vapor d'água, onde encontra-se as condições de entalpia

(h) das correntes utilizando propriedades como temperatura (T) e pressão (P). A vazão de água utilizada é de 312,48 kg/h e similar à Equação A.2, tem-se:

$$Q = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (A.3)$$

$$\Delta h = 2595,24 \text{ kJ/kg} \quad (A.3a)$$

Com valores de T e P da corrente [8a], encontra-se (8a) igual a 336,64 kJ/kg, e com isso o valor de h (9) igual a 2931,88 kJ/kg.

Sabendo-se o valor de entalpia (h) e pressão (P = 1200 kPa) da corrente [9], utiliza a tabela de vapor superaquecido e acha-se o valor da temperatura da corrente [9] igual a 519,17 K ou 245,92 °C.

Anexo B – Cálculo da entalpia de combustão

Está sendo mostrado somente o cálculo feito para a vazão de combustível igual a 28813 kg/h.

Composição mássica do combustível:

Metano: 80,3294%

Etano: 14,2564%

Propano: 1,3673%

A diferença para 100% é composta por nitrogênio e gás carbônico que não participam da reação.

Valores do poder calorífico inferior (PCI) dos gases:

Metano: PCI = 50057,38 kJ/kg

Etano: PCI = 47520,18 kJ/kg

Propano: PCI = 46402,30 kJ/kg

A entalpia de reação:

Metano: $50057,38 \times 0,803294 \times 28813 = 1158593598,00$ kJ/h

Etano: $47520,18 \times 0,142564 \times 28813 = 195198478,60$ kJ/h

Propano: $46402,30 \times 0,013673 \times 28813 = 18280658,76$ kJ/h

Total = 1372072735 kJ/h

Total = 1372072735 (kJ/h) \div 3600 (s/h) = 381131,3151 (kJ/s)

Total \approx 381131 kW

Anexo C - Planilha do Hysys indicando parâmetros termodinâmicos das correntes envolvidas na cogeração

SIMULAÇÃO01 - HYSYS.Process - [Workbook - Case (Main)]												
File Edit Simulation Flowsheet Workbook Tools Window Help												
Environment: Case (Main) Mode: Steady State												
1												
Name	1	2	3	4	4falsa	5	6	7	8	8a	9	27
Vapour Fraction	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000	0.0000	1.0000	1.0000
Temperature [C]	25.00	338.8	577.0	1234	1234	732.0	512.7	168.0	80.00	80.13	450.1	25.00
Pressure [kPa]	100.0	1000	970.0	902.5	902.5	110.0	106.0	102.0	100.0	1200	1200	970.0
Mass Flow [kg/h]	2432	2432	2432	2475	0.0000	2475	2475	2475	312.5	312.5	312.5	43.56
Heat Flow [kJ/h]	-680.7	7.957e+005	1.434e+006	1.246e+006	0.0000	-2.918e+005	-9.304e+005	-1.883e+006	-4.876e+006	-4.876e+006	-3.923e+006	-1.886e+005
Mass Enthalpy [kJ/kg]	-0.2799	327.2	589.8	503.3	503.3	-117.9	-375.9	-760.6	-1.560e+004	-1.560e+004	-1.256e+004	-4329
Mass Entropy [kJ/kg-C]	5.401	5.484	5.855	6.783	6.783	6.898	6.619	5.988	3.714	3.714	10.22	9.480
Comp Mass Frac (CO2)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0471	0.0471	0.0471	0.0471	0.0471	0.0000	0.0000	0.0000	0.0149
Comp Mass Frac (H2O)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0366	0.0366	0.0366	0.0366	0.0366	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000
Comp Mass Frac (Oxygen)	0.2329	0.2329	0.2329	0.1622	0.1622	0.1622	0.1622	0.1622	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Comp Mass Frac (Nitrogen)	0.7671	0.7671	0.7671	0.7540	0.7540	0.7540	0.7540	0.7540	0.0000	0.0000	0.0000	0.0256
Comp Mass Frac (Methane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.8033
Comp Mass Frac (Ethane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.1426
Comp Mass Frac (Propane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0137
Name	Qcomb	Wbomba	Wcompress	Wturbina	*** New ***							
Vapour Fraction	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>								
Temperature [C]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>								
Pressure [kPa]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>								
Mass Flow [kg/h]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>								
Heat Flow [kJ/h]	0.0000	475.2	7.964e+005	1.538e+006								
Mass Enthalpy [kJ/kg]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>								
Mass Entropy [kJ/kg-C]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>								
Comp Mass Frac (CO2)	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>								
Comp Mass Frac (H2O)	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>								
Comp Mass Frac (Oxygen)	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>								
Comp Mass Frac (Nitrogen)	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>								
Comp Mass Frac (Methane)	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>								
Comp Mass Frac (Ethane)	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>								
Comp Mass Frac (Propane)	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>								

Streams / Unit Ops

FeederBlock_1
comp-100

Include Sub-Flowsheets
 Show Name Only
 Number of Hidden Objects: 0

Anexo D - Planilha do Hysys indicando parâmetros termodinâmicos das correntes envolvidas no CRA

SIMULAÇÃO02 - HYSYS.Process - [Workbook - Case (Main)]												
File Edit Simulation Flowsheet Workbook Tools Window Help												
Environment: Case (Main) Mode: Steady State												
Name	11	12	14	13	15	16	17	18	19	20	21	22
Vapour Fraction	0.0000	0.0000	0.9339	0.1941	1.0000	0.1740	0.0230	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Temperature [C]	44.00	41.60	-9.819	-10.96	-10.00	62.04	40.70	48.20	-10.00	-9.770	40.84	48.67
Pressure [kPa]	1728	1728	274.8	274.8	274.8	274.8	274.8	1728	274.8	1728	1728	1728
Mass Flow [kg/h]	4.599e+004	4.599e+004	4.599e+004	4.599e+004	4.355e+004	2.117e+005	2.117e+005	2.117e+005	2443	2443	2443	2.142e+005
Heat Flow [kJ/h]	-1.780e+008	-1.786e+008	-1.332e+008	-1.786e+008	-1.205e+008	-2.419e+009	-2.487e+009	-2.487e+009	-1.189e+007	-1.188e+007	-1.129e+007	-2.498e+009
Mass Enthalpy [kJ/kg]	-3869	-3883	-2896	-3883	-2768	-1.143e+004	-1.175e+004	-1.175e+004	-4867	-4865	-4623	-1.166e+004
Mass Entropy [kJ/kg-C]	5.092	5.048	8.906	5.146	9.245	4.922	3.933	3.933	4.090	4.090	4.927	3.951
Comp Mass Frac (Ammonia)	0.9967	0.9967	0.9967	0.9967	1.0000	0.3480	0.3480	0.3480	0.9383	0.9383	0.9383	0.3547
Comp Mass Frac (H2O)	0.0033	0.0033	0.0033	0.0033	0.0000	0.6520	0.6520	0.6520	0.0617	0.0617	0.0617	0.6453
Name	23	24	25	26	Qabsorvedc	Qcondensac	Qevaporadc	Qrefervedor	qsplitter	Wbomba1	Wbomba2	New
Vapour Fraction	0.0375	0.0000	0.0000	0.0000	<empty>							
Temperature [C]	114.3	154.1	56.60	56.90	<empty>							
Pressure [kPa]	1728	1728	1728	274.8	<empty>							
Mass Flow [kg/h]	2.142e+005	1.682e+005	1.682e+005	1.682e+005	<empty>							
Heat Flow [kJ/h]	-2.422e+009	-2.223e+009	-2.299e+009	-2.299e+009	6.785e+007	-7.134e+007	4.537e+007	9.257e+007	7.828e+005	7143	5.052e+005	<empty>
Mass Enthalpy [kJ/kg]	-1.131e+004	-1.322e+004	-1.367e+004	-1.367e+004	<empty>							
Mass Entropy [kJ/kg-C]	4.939	4.963	3.769	3.775	<empty>							
Comp Mass Frac (Ammonia)	0.3547	0.1792	0.1792	0.1792	<empty>							
Comp Mass Frac (H2O)	0.6453	0.8208	0.8208	0.8208	<empty>							

Anexo E - Planilha do Hysys indicando parâmetros termodinâmico das correntes envolvidas na trigeriação

SIMULAÇÃO_1_2_variacao - HYSYS.Process - [Workbook - Case (Main)]													
File Edit Simulation Flowsheet Workbook Tools Window Help													
Environment: Case (Main) Mode: Steady State													
1													
Name	1	2	3	4	4falsa	5	6	7	8	8a	9	10	11
Vapour Fraction	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000	0.0000	1.0000	1.0000	0.0000
Temperature [C]	25.00	338.8	577.0	1224	1224	724.6	504.8	167.8	80.00	80.13	450.1	102.2	44.22
Pressure [kPa]	100.0	1000	970.0	902.5	902.5	110.0	106.0	102.0	100.0	1200	1200	102.0	1728
Mass Flow [kg/h]	1.637e+006	1.637e+006	1.637e+006	1.665e+006	0.0000	1.665e+006	1.665e+006	1.665e+006	2.053e+005	2.053e+005	2.053e+005	1.665e+006	4.599e+004
Heat Flow [kJ/h]	-4.582e+005	5.356e+008	9.654e+008	8.406e+008	0.0000	-1.863e+008	-6.161e+008	-1.242e+009	-3.203e+009	-3.203e+009	-2.577e+009	-1.358e+009	-1.779e+008
Mass Enthalpy [kJ/kg]	-0.2799	327.2	589.8	504.7	504.7	-111.8	-369.9	-745.5	-1.560e+004	-1.560e+004	-1.256e+004	-815.6	-3869
Mass Entropy [kJ/kg-C]	5.401	5.484	5.855	6.771	6.771	6.885	6.604	5.985	3.714	3.714	10.22	5.813	5.092
Comp Mass Frac (Ammonia)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.9967
Comp Mass Frac (H2O)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0360	0.0360	0.0360	0.0360	0.0360	1.0000	1.0000	1.0000	0.0360	0.0033
Comp Mass Frac (Methane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Comp Mass Frac (Oxygen)	0.2329	0.2329	0.2329	0.1634	0.1634	0.1634	0.1634	0.1634	0.0000	0.0000	0.0000	0.1634	0.0000
Comp Mass Frac (Nitrogen)	0.7671	0.7671	0.7671	0.7542	0.7542	0.7542	0.7542	0.7542	0.0000	0.0000	0.0000	0.7542	0.0000
Comp Mass Frac (CO2)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0463	0.0463	0.0463	0.0463	0.0463	0.0000	0.0000	0.0000	0.0463	0.0000
Comp Mass Frac (Ethane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Comp Mass Frac (Propane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Name	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	23a
Vapour Fraction	0.0000	0.1968	1.0000	1.0000	0.2093	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Temperature [C]	42.29	-10.96	21.94	21.94	68.06	38.24	38.45	-9.483	-9.140	32.00	38.93	100.6	100.6
Pressure [kPa]	1728	274.8	274.8	274.8	274.8	274.8	1728	274.8	1728	1728	1728	1728	1728
Mass Flow [kg/h]	4.599e+004	4.599e+004	4.599e+004	4.355e+004	2.117e+005	2.117e+005	2.117e+005	2443	2443	2443	2.142e+005	2.142e+005	2.142e+005
Heat Flow [kJ/h]	-1.784e+008	-1.784e+008	-1.258e+008	-1.176e+008	-2.402e+009	-2.497e+009	-2.496e+009	-1.188e+007	-1.188e+007	-1.140e+007	-2.508e+009	-2.446e+009	-2.446e+009
Mass Enthalpy [kJ/kg]	-3879	-3879	-2735	-2700	-1.134e+004	-1.179e+004	-1.179e+004	-4865	-4862	-4667	-1.171e+004	-1.142e+004	-1.142e+004
Mass Entropy [kJ/kg-C]	5.059	5.160	9.497	9.488	5.168	3.792	3.793	4.099	4.101	4.784	3.811	4.645	4.645
Comp Mass Frac (Ammonia)	0.9967	0.9967	0.9967	1.0000	0.3480	0.3480	0.3480	0.9383	0.9383	0.9383	0.3548	0.3548	0.3548
Comp Mass Frac (H2O)	0.0033	0.0033	0.0033	0.0000	0.6520	0.6520	0.6520	0.0617	0.0617	0.0617	0.6452	0.6452	0.6452
Comp Mass Frac (Methane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Comp Mass Frac (Oxygen)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Comp Mass Frac (Nitrogen)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Comp Mass Frac (CO2)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Comp Mass Frac (Ethane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Comp Mass Frac (Propane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

Streams Unit Ops

FeederBlock_1 SPRDSHT-1@A5
comp-100

Include Sub-Flowsheets
 Show Name Only
Number of Hidden Objects: 0

Optional Info : ADJ-1 - Ignored
Optional Info : ADJ-2 - Ignored

Completed.

Planilha do Hysys indicando parâmetros termodinâmico das correntes envolvidas na trigeriação (continuação).

SIMULAÇÃO_1_2_variacao - HYSYS.Process - [Workbook - Case (Main)]

Environment: Case (Main)
Mode: Steady State

Name	24	25	26	27	Q-100	Qabsorvedc	Qcomb	Qcondensac	Qevaporadc	Qrefervedor	Qrefervedor'	qspliter	Wbomba
Vapour Fraction	0.0000	0.0000	0.0039	1.0000	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Temperature [C]	154.1	76.00	74.92	25.00	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Pressure [kPa]	1728	1728	274.8	970.0	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Mass Flow [kg/h]	1.682e+005	1.682e+005	1.682e+005	2.881e+004	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Heat Flow [kJ/h]	-2.223e+009	-2.284e+009	-2.284e+009	-1.247e+008	4.909e+008	9.481e+007	0.0000	-7.134e+007	5.263e+007	1.167e+008	1.167e+008	-3.674e+006	3.122e+005
Mass Enthalpy [kJ/kg]	-1.322e+004	-1.358e+004	-1.358e+004	-4329	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Mass Entropy [kJ/kg-C]	4.963	4.026	4.031	9.480	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Comp Mass Frac (Ammonia)	0.1792	0.1792	0.1792	0.0000	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Comp Mass Frac (H2O)	0.8208	0.8208	0.8208	0.0000	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Comp Mass Frac (Methane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.8033	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Comp Mass Frac (Oxygen)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Comp Mass Frac (Nitrogen)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0256	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Comp Mass Frac (CO2)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0149	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Comp Mass Frac (Ethane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.1426	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Comp Mass Frac (Propane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0137	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Name	Wbomba1	wbomba2	Wcompress	Wturbina	*** New ***								
Vapour Fraction	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>									
Temperature [C]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>									
Pressure [kPa]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>									
Mass Flow [kg/h]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>									
Heat Flow [kJ/h]	7151	4.996e+005	5.360e+008	1.027e+009									
Mass Enthalpy [kJ/kg]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>									
Mass Entropy [kJ/kg-C]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>									
Comp Mass Frac (Ammonia)	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>									
Comp Mass Frac (H2O)	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>									
Comp Mass Frac (Methane)	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>									
Comp Mass Frac (Oxygen)	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>									
Comp Mass Frac (Nitrogen)	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>									
Comp Mass Frac (CO2)	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>									
Comp Mass Frac (Ethane)	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>									
Comp Mass Frac (Propane)	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>									

Streams Unit Ops

FeederBlock_1 SPRDSHT-1@A5
comp-100

Include Sub-Flowsheets
 Show Name Only
Number of Hidden Objects: 0

Optional Info : ADJ-1 - Ignored
Optional Info : ADJ-2 - Ignored

Completed.

Anexo F – Cálculo de oxigênio em excesso na reação de combustão

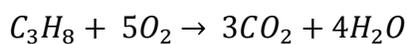
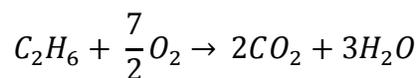
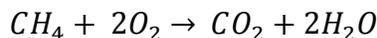
Tabela F.1 - Vazões envolvidas no cálculo do oxigênio em excesso.

	kg/h	kgmol/h
[1] =	1636686,85	56730,38
[27] =	288313,15	1624,32

Tabela F.2 - Componentes e frações da corrente de ar [1] e de combustível [27].

Componentes	[1]		[27]	
	Fração molar (%)	Vazão molar (kgmol/h)	Fração molar (%)	Vazão molar (kgmol/h)
Metano			0,8882	1442,72
Etano			0,0841	136,60
Propano			0,0055	8,93
Oxigênio	0,21	11913,38		
Nitrogênio	0,79	44817,00	0,0162	26,31
Dióxido de carbono			0,006	9,74

As reações de combustão:



Através das relações estequiométricas, para cada mol de metano, consome-se 2 mol de oxigênio, cada mol de etano consome 3,5 mol de oxigênio e cada mol de propano consome 5 mol de oxigênio. Para obter a quantidade de oxigênio mínima necessária para a combustão total do combustível, temos:

$$O_2 \text{ (mínimo)} = 1442,72 \times 2 + 136,60 \times 3,5 + 8,93 \times 5 = 3408,19 \text{ kgmol/h}$$

$$O_2 \text{ (excesso)} = 11913,38 - 3408,19 = 8505,19 \text{ kgmol/h}$$

$$O_2 \text{ (% excesso)} = (8505,19/3409,19) \times 100\% = 249,54\%$$

Anexo G – Valores referentes aos pontos dos gráficos de rendimento

Tabela G.1 - Valores referentes aos pontos da Figura 4.5.

Ar em excesso (%)	Ciclo de potência	COP	Trigeração
0	0,29	0,45	0,85
50	0,31	0,45	0,84
100	0,32	0,45	0,84
150	0,33	0,45	0,84
200	0,33	0,45	0,83
250	0,34	0,45	0,83

Tabela G.2 - Valores referentes aos pontos da Figura 4.7.

Ar em excesso (%)	Ciclo de potência	COP	Trigeração
0	0,29	0,45	0,74
50	0,31	0,45	0,76
100	0,32	0,45	0,78
150	0,33	0,45	0,79
200	0,33	0,45	0,80
250	0,34	0,45	0,81

Tabela G.3 - Valores referentes aos pontos da Figura 4.10.

Razão de compressão (P_2/P_1)	Ciclo de potência	COP	Trigeração
4	0,19	0,45	0,83
8	0,32	0,45	0,83
10	0,34	0,45	0,83
12	0,35	0,45	0,83
16	0,36	0,45	0,83
20	0,35	0,45	0,83

Tabela G.4 - Valores referentes aos pontos da Figura 4.12.

Razão de compressão (P_2/P_1)	Ciclo de potência	COP	Trigeração
4	0,19	0,45	0,66
8	0,32	0,45	0,79
10	0,34	0,45	0,81
12	0,35	0,45	0,82
16	0,36	0,45	0,83
20	0,35	0,45	0,82

Tabela G.5 - Valores referentes aos pontos da Figura 4.15.

Eficiência da turbina (%)	Ciclo de potência	COP	Trigeração
70	0,22	0,45	0,83
75	0,26	0,45	0,83
80	0,30	0,45	0,83
85	0,34	0,45	0,83

Tabela G.6 - Valores referentes aos pontos da Figura 4.17.

Eficiência da turbina (%)	Ciclo de potência	COP	Trigeração
70	0,22	0,45	0,69
75	0,26	0,45	0,73
80	0,30	0,45	0,77
85	0,34	0,45	0,81

Tabela G.7 - Valores referentes aos pontos da Figura 4.20.

Vazão de água (t/h)	Ciclo de potência	COP	Trigeração
164	0,34	0,45	0,73
185	0,34	0,45	0,77
205	0,34	0,45	0,81
226	0,34	0,45	0,86
246	0,34	0,45	0,90

Anexo H – Distribuição percentual das utilidades da trigeriação

Tabela H.1 - Distribuição percentual das utilidades produzidas nos diferentes cenários.

Cenário	Total de utilidades (10 ⁻⁵ kW)	Trabalho útil (%)	Produção de vapor (%)	Calor utilizado no refervedor (%)
1	2,90	31,33	60,01	8,67
2	2,92	31,11	58,97	9,92
3	2,96	30,71	57,58	11,71
4	2,94	30,91	59,22	9,86
5	2,88	31,52	59,76	8,72
6	2,99	30,33	58,10	11,57
7	2,86	31,73	59,49	8,78
8	2,98	30,51	57,85	11,64
9	2,90	31,31	58,70	9,99
10	3,33	39,08	52,22	8,70
11	3,51	40,51	49,61	9,88
12	3,29	39,53	52,83	7,63
13	3,41	41,64	50,99	7,36
14	3,39	38,43	51,35	10,22
15	3,45	41,18	50,42	8,40
16	3,28	39,75	52,58	7,67
17	3,38	42,10	50,45	7,45
18	3,26	39,98	52,30	7,72
19	3,39	41,86	50,73	7,40
20	2,97	31,64	58,60	9,76
21	3,03	31,04	57,51	11,45
22	3,02	32,74	57,66	9,60
23	3,07	32,13	56,60	11,27
24	2,93	32,05	59,37	8,58
25	2,98	33,16	58,40	8,44
26	2,91	32,25	59,12	8,63
27	2,89	32,46	58,85	8,68
28	2,96	33,36	58,15	8,49
29	2,94	33,58	57,88	8,54
30	3,32	40,01	52,42	7,57
31	3,42	41,76	50,89	7,35
32	3,36	40,67	51,84	7,49

Distribuição percentual das utilidades produzidas nos diferentes cenários (continuação Tabela H.1).

33	3,41	41,68	50,96	7,36
34	3,34	39,76	51,56	8,68
35	3,38	39,32	50,42	10,26
36	3,36	39,55	51,82	8,63
37	3,30	40,23	52,16	7,61
38	3,41	38,89	50,96	10,15
39	3,28	40,46	51,88	7,66
40	3,40	39,10	50,70	10,20
41	3,32	39,99	51,28	8,73
42	2,95	31,83	58,35	9,82
43	3,01	31,23	57,25	11,52
44	3,40	41,98	50,63	7,39
45	3,44	41,51	50,06	8,42
46	3,50	40,84	49,25	9,91
47	2,93	32,04	58,08	9,88
48	3,46	41,30	50,32	8,38
49	3,42	41,74	49,78	8,47
50	3,31	39,29	51,96	8,75
51	3,34	40,89	51,58	7,53
52	3,38	40,42	51,00	8,58
53	3,43	39,76	50,15	10,09
54	3,29	39,52	51,69	8,80
55	3,39	40,21	51,25	8,54
56	3,38	40,42	51,00	8,58
57	3,36	40,65	50,72	8,63
58	3,43	41,39	50,16	8,44
59	3,00	32,93	57,41	9,66
60	3,43	41,43	50,13	8,44
61	3,45	41,21	50,39	8,39
62	3,51	40,55	49,58	9,87
63	3,40	41,90	50,70	7,40
64	3,49	40,76	49,32	9,92
65	3,38	42,13	50,42	7,44
66	3,42	41,66	49,86	8,48
67	3,47	40,98	49,04	9,98

Distribuição percentual das utilidades produzidas nos diferentes cenários (continuação Tabela H.1).

68	2,98	33,14	57,13	9,72
69	3,04	32,53	56,07	11,40
70	3,32	41,12	51,31	7,57
71	3,41	39,98	49,88	10,15
72	3,06	32,32	56,34	11,33
73	3,45	39,55	50,41	10,04
74	3,41	41,63	49,89	8,49
75	3,47	40,95	49,07	9,98
76	3,38	42,22	50,35	7,43
77	3,48	41,07	48,97	9,96
78	3,49	40,72	49,35	9,93
79	3,51	40,63	49,51	9,86
80	3,35	38,85	50,81	10,34
81	2,99	31,43	56,98	11,59

Tabela H.2 - Capacidade de refrigeração e COP do CRA nos cenários apresentados.

Cenário	Capacidade de refrigeração (10^{-4} kW)	COP
1	1,49	0,59
2	1,47	0,51
3	1,45	0,42
4	1,47	0,51
5	1,49	0,59
6	1,45	0,42
7	1,49	0,59
8	1,45	0,42
9	1,47	0,51
10	1,47	0,51
11	1,45	0,42
12	1,49	0,59
13	1,49	0,59
14	1,45	0,42
15	1,47	0,51
16	1,49	0,59
17	1,49	0,59
18	1,49	0,59

Capacidade de refrigeração e COP do CRA nos cenários apresentados (continuação Tabela H.2).

19	1,49	0,59
20	1,47	0,51
21	1,45	0,42
22	1,47	0,51
23	1,45	0,42
24	1,49	0,59
25	1,49	0,59
26	1,49	0,59
27	1,49	0,59
28	1,49	0,59
29	1,49	0,59
30	1,49	0,59
31	1,49	0,59
32	1,49	0,59
33	1,49	0,59
34	1,47	0,51
35	1,45	0,42
36	1,47	0,51
37	1,49	0,59
38	1,45	0,42
39	1,49	0,59
40	1,45	0,42
41	1,47	0,51
42	1,47	0,51
43	1,45	0,42
44	1,49	0,59
45	1,47	0,51
46	1,45	0,42
47	1,47	0,51
48	1,47	0,51
49	1,47	0,51
50	1,47	0,51
51	1,49	0,59
52	1,47	0,51
53	1,45	0,42

Capacidade de refrigeração e COP do CRA nos cenários apresentados (continuação Tabela H.2).

54	1,47	0,51
55	1,47	0,51
56	1,47	0,51
57	1,47	0,51
58	1,47	0,51
59	1,47	0,51
60	1,47	0,51
61	1,47	0,51
62	1,45	0,42
63	1,49	0,59
64	1,45	0,42
65	1,49	0,59
66	1,47	0,51
67	1,45	0,42
68	1,47	0,51
69	1,45	0,42
70	1,49	0,59
71	1,45	0,42
72	1,45	0,42
73	1,45	0,42
74	1,47	0,51
75	1,45	0,42
76	1,49	0,59
77	1,45	0,42
78	1,45	0,42
79	1,45	0,42
80	1,45	0,42
81	1,45	0,42

Tabela H.3 - Aproveitamento de energia na trigeração.

Cenário	Energia fornecida (10 ⁻⁵ kW)	Trabalho útil (%)	Vapor produzido (%)	Capacidade de refrigeração (%)	Perdas (%)
1	3,81	23,85	45,69	6,60	23,87
2	3,81	23,85	45,21	7,61	23,33
3	3,81	23,85	44,71	9,10	22,34
4	3,81	23,85	45,69	7,61	22,86
5	3,81	23,85	45,21	6,60	24,34
6	3,81	23,85	45,69	9,10	21,37
7	3,81	23,85	44,71	6,60	24,84
8	3,81	23,85	45,21	9,10	21,84
9	3,81	23,85	44,71	7,61	23,83
10	3,81	34,19	45,69	7,61	12,52
11	3,81	37,31	45,69	9,10	7,91
12	3,81	34,19	45,69	6,60	13,53
13	3,81	37,31	45,69	6,60	10,41
14	3,81	34,19	45,69	9,10	11,03
15	3,81	37,31	45,69	7,61	9,39
16	3,81	34,19	45,21	6,60	14,00
17	3,81	37,31	44,71	6,60	11,38
18	3,81	34,19	44,71	6,60	14,50
19	3,81	37,31	45,21	6,60	10,88
20	3,81	24,66	45,69	7,61	22,04
21	3,81	24,66	45,69	9,10	20,56
22	3,81	25,94	45,69	7,61	20,77
23	3,81	25,94	45,69	9,10	19,28
24	3,81	24,66	45,69	6,60	23,05
25	3,81	25,94	45,69	6,60	21,78
26	3,81	24,66	45,21	6,60	23,53
27	3,81	24,66	44,71	6,60	24,02
28	3,81	25,94	45,21	6,60	22,25
29	3,81	25,94	44,71	6,60	22,75
30	3,81	34,87	45,69	6,60	12,85
31	3,81	37,49	45,69	6,60	10,22
32	3,81	35,84	45,69	6,60	11,88
33	3,81	37,36	45,69	6,60	10,35

Aproveitamento de energia na trigeriação (continuação Tabela H.3).					
34	3,81	34,87	45,21	7,61	12,31
35	3,81	34,87	44,71	9,10	11,32
36	3,81	34,87	45,69	7,61	11,84
37	3,81	34,87	45,21	6,60	13,32
38	3,81	34,87	45,69	9,10	10,35
39	3,81	34,87	44,71	6,60	13,82
40	3,81	34,87	45,21	9,10	10,82
41	3,81	34,87	44,71	7,61	12,81
42	3,81	24,66	45,21	7,61	22,52
43	3,81	24,66	45,21	9,10	21,03
44	3,81	37,49	45,21	6,60	10,69
45	3,81	37,49	45,21	7,61	9,68
46	3,81	37,49	45,21	9,10	8,20
47	3,81	24,66	44,71	7,61	23,01
48	3,81	37,49	45,69	7,61	9,21
49	3,81	37,49	44,71	7,61	10,18
50	3,81	34,19	45,21	7,61	12,99
51	3,81	35,84	45,21	6,60	12,35
52	3,81	35,84	45,21	7,61	11,34
53	3,81	35,84	45,21	9,10	9,85
54	3,81	34,19	44,71	7,61	13,49
55	3,81	35,84	45,69	7,61	10,87
56	3,81	35,84	45,21	7,61	11,34
57	3,81	35,84	44,71	7,61	11,84
58	3,81	37,31	45,21	7,61	9,87
59	3,81	25,94	45,21	7,61	21,24
60	3,81	37,36	45,21	7,61	9,81
61	3,81	37,36	45,69	7,61	9,34
62	3,81	37,36	45,69	9,10	7,86
63	3,81	37,36	45,21	6,60	10,83
64	3,81	37,36	45,21	9,10	8,33
65	3,81	37,36	44,71	6,60	11,32
66	3,81	37,36	44,71	7,61	10,31
67	3,81	37,36	44,71	9,10	8,83
68	3,81	25,94	44,71	7,61	21,74
69	3,81	25,94	44,71	9,10	20,25

Aproveitamento de energia na trigeriação (continuação Tabela H.3).

70	3,81	35,84	44,71	6,60	12,85
71	3,81	35,84	44,71	9,10	10,35
72	3,81	25,94	45,21	9,10	19,75
73	3,81	35,84	45,69	9,10	9,38
74	3,81	37,31	44,71	7,61	10,37
75	3,81	37,31	44,71	9,10	8,88
76	3,81	37,49	44,71	6,60	11,19
77	3,81	37,49	44,71	9,10	8,70
78	3,81	37,31	45,21	9,10	8,38
79	3,81	37,49	45,69	9,10	7,72
80	3,81	34,19	44,71	9,10	12,00
81	3,81	24,66	44,71	9,10	21,53