

**ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**Modelagem e simulação de uma planta de cogeração com  
turbina a gás, ciclo Kalina e sistema de refrigeração por absorção**

**Anderson Bomfim Andreoli**

**São Paulo  
2014**

**ANDERSON BOMFIM ANDREOLI**

**Modelagem e simulação de uma planta de cogeração com  
turbina a gás, ciclo Kalina e sistema de refrigeração por absorção**

Trabalho de formatura apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo  
para obtenção do título de Engenheiro  
Mecânico.

Orientador: Professor Dr. Silvio de Oliveira  
Júnior

**São Paulo**

**2014**

**ANDERSON BOMFIM ANDREOLI**

**Modelagem e simulação de uma planta de cogeração com  
turbina a gás, ciclo Kalina e sistema de refrigeração por absorção**

Trabalho de formatura apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo  
para obtenção do título de Engenheiro  
Mecânico.

Área de Concentração: Engenharia Mecânica

Orientador: Professor Dr. Silvio de Oliveira  
Júnior

**São Paulo**

**2014**

**Andreoli, Anderson Bomfim**

**Modelagem e simulação de uma planta de cogeração com turbina a gás, ciclo Kalina e sistema de refrigeração por absorção / A.B. Andreoli. – São Paulo, 2014.**

**96 p.**

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1.Cogeração de energia elétrica 2.Ciclo Kalina 3.Turbinas a gás 4.Refrigeração 5. Amônia I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.**

*Dedico esse trabalho a minha Mãe Ana e aos Meus Avós Pedro e Maria que sempre  
me apoiaram e estiveram ao meu lado.*

*Homenagem póstuma especial ao meu Grande Amigo e Pai, Edson Andreoli.*

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente a Deus, sem o qual eu não teria conseguido chegar até esse momento.

Aos meus pais, Ana e Edson, e aos meus avós Pedro e Maria, que sempre estiveram ao meu lado, me apoiando e me incentivando ao longo de toda minha vida.

E ao meu orientador Prof. Dr.Silvio de Oliveira Júnior pela orientação e apoio durante este projeto.

*“Não se mede o valor de um homem pelas suas roupas ou pelos bens que possui. O verdadeiro valor do homem é o seu caráter, suas ideias e a nobreza dos seus ideais.”*

**Charles Chaplin**

*“Na curva do futuro muito carro capotou, talvez por causa disso é que a estrada ali parou. Porém, atrás da curva perigosa eu sei que existe, alguma coisa nova, mais vibrante e menos triste.”*

**Raul Seixas**

## RESUMO

O presente trabalho tem como proposta modelar e simular uma planta de cogeração com turbina a gás e ciclo Kalina, cujo fluido de trabalho é uma mistura de água e amônia ao invés de somente água, como ocorre no tradicional ciclo Rankine. Com o objetivo de tirar vantagem do uso dessa mistura, o sistema de refrigeração empregado é o por absorção de amônia de simples efeito. Três diferentes plantas de cogeração foram propostas com o intuito de avaliar qual delas apresentava melhor relação carga térmica retirada do ambiente refrigerado e trabalho total líquido e melhor rendimento térmico e exergético. Para a simulação das plantas, primeiramente foi realizado um estudo do comportamento do ciclo Kalina para se determinar sua região ótima de operação. Esse resultado foi comparado com o obtido pelo ciclo Rankine operando sob as mesmas condições de pressão, verificando assim, a real vantagem do Kalina. Tendo determinado essa região, as plantas de cogeração foram então simuladas e analisadas. Em todas elas, o trabalho líquido total se comportou de maneira inversamente proporcional à carga térmica, sendo que seus rendimentos térmicos apresentaram valores superiores ao da planta de ciclo combinado (turbina a gás e ciclo Kalina). O software utilizado para as simulações foi o EES (Engineering Equation Solver), cuja função NH3H2O é responsável por determinar as propriedades da mistura de água e amônia.

**Palavras Chaves:** Ciclo Kalina; Ciclo Rankine; Ciclo Combinado; Cogeração; Refrigeração por Absorção De Amônia.



## ABSTRACT

The current work aims to model and simulate a cogeneration system with a gas turbine connected to a Kalina cycle power plant, whose working fluid consists of water-ammonia mixture instead of just water as is used traditionally by Rankine cycle. The single-effect ammonia absorption refrigeration system was selected in order to take advantage of this mixture. Three different cogeneration systems were proposed to assess which one has the best ratio of the thermal load removed from the refrigerated space and the net work and the best thermal and exergy efficiency. A pre-study was conducted to evaluate the Kalina cycle behavior and to determine its optimal region of operation. This result was compared to those obtained by Rankine cycle operating under the same pressure conditions, verifying this way the real advantage of the Kalina cycle. Finally, based on this optimal region, the cogeneration systems were simulated and analyzed. In each configuration, the net work behaved in the opposite way of the thermal load, and their thermal efficient had greater values compared to those achieved by the combined cycle (Brayton and Kalina cycle). The software used to execute the simulations was the EES (Engineering Equation Solver), whose NH<sub>3</sub>H<sub>2</sub>O function is responsible for determining the ammonia-water mixture properties.

**Keywords:** Cogeneration; Kalina Cycle; Gas Turbine; Ammonia Absorption Refrigeration System.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Ciclo-Padrão a Ar Brayton(Van WYLEN;SONNTAG, 2003).....	4
Figura 2 - Ciclo Brayton com Regenerador (MORAN; SHAPIRO, 2006).....	5
Figura 3 - Diagrama de Fase Água-Amônia (HENRY A. MLCAL, 1996).....	7
Figura 4 - Diagrama de Fase Água-Amônia para Diferentes Pressões (OLIVEIRA JUNIOR, 2004) .....	7
Figura 5 - Transferência de Calor entre Gases de Exaustão e Mistura de Água e Amônia, e Água Pura (HENRY A. MLCAL, 1996) .....	8
Figura 6 - Diagrama do Ciclo Kalina (THORIN, 2000) .....	9
Figura 7 - Ciclo de Refrigeração por Absorção de Amônia (CENGEL; BOLES, 2005) .....	11
Figura 8 - Diagrama de Temperatura por Fração Mássica para um Processo de Evaporação (HEROLD et al., 1996) .....	14
Figura 9 - Processo de Mistura de Dois Fluxos (HEROLD et al., 1996) .....	16
Figura 10 - Processo de Dessorção (HEROLD et al., 1996) .....	17
Figura 11 - Diagrama do Processo de Dessorção (HEROLD et al., 1996) .....	18
Figura 12 - Processo de Absorção (HEROLD et al., 1996) .....	19
Figura 13 - Diagrama do Processo de Absorção (HEROLD et al., 1996) .....	19
Figura 14 - Processo de Estrangulamento Isoentálpico (HEROLD; RADERMACHER,1996).....	22
Figura 15 - Modelo de Refrigerador por Refluxo (HEROLD et al., 1996).....	23
Figura 16 - Processo de Refrigeração por Refluxo (HEROLD et al., 1996).....	24
Figura 17–Configuração 1: Planta de Ciclo Combinado .....	27
Figura 18- Configuração 2: Planta de Cogeração.....	46
Figura 19 - Configuração 3: Planta de Cogeração.....	47
Figura 20 - Configuração 4: Planta de Cogeração.....	48
Figura 21 - Trabalho Líquido Total em Função da Pressão de Entrada da Turbina a Vapor (Configuração 1) .....	63
Figura 22 - Rendimento Térmico Global do Ciclo Combinado em Função da Pressão de Entrada da Turbina a Vapor (Configuração 1) .....	64

Figura 23 - Trabalho Líquido da Turbina a Vapor em Função de sua Pressão de Entrada (Configuração 1) .....	64
Figura 24 - Rendimento Térmico do Ciclo Kalina em Função da Pressão de Entrada da Turbina a Vapor .....	65
Figura 25 - Relação entre o Trabalho Líquido Gerado pelo Ciclo Kalina e pelo Rankine em Função da Pressão de Entrada da Turbina a Vapor .....	65
Figura 26 - Relação entre o Rendimento do Ciclo Kalina e do Rankine em Função da Pressão de Entrada da Turbina a Vapor .....	66
Figura 27 - Trabalho Líquido Total em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 2) .....	67
Figura 28 - Trabalho Líquido da Turbina a Vapor em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 2) .....	68
Figura 29 - Vazão Mássica do Fluxo 4 em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 2) .....	69
Figura 30 - Carga Térmica no Evaporador em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 2) .....	70
Figura 31 - Fração de Vapor do Fluxo de Estado 4 em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 2) .....	71
Figura 32 - Vazão Mássica de Saída do Retificador em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 2) .....	72
Figura 33 - Coeficiente de Performance (COP) em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 2) .....	72
Figura 34 - Rendimento Térmico Global em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 2) .....	73
Figura 35 - Rendimento Térmico Global em Função da Razão de Carga Térmica Retirado do Ambiente e do Trabalho Líquido Total (Configuração 2) .....	74
Figura 36 - Rendimento Exergético em Função do Rendimento Térmico (Configuração 2) .....	74
Figura 37 - Trabalho Líquido Total em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 3) .....	76

Figura 38 - Trabalho Líquido da Turbina a Vapor em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 3) .....	76
Figura 39–Carga Térmica Retirada do Evaporador em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 3) .....	77
Figura 40 - Coeficiente de Performance (COP) em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 3) .....	77
Figura 41 - Rendimento Térmico Global em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 3) .....	78
Figura 42 - Rendimento Térmico Global em Função da Razão de Carga Térmica Retirada do Ambiente e do Trabalho Líquido Total (Configuração 3) .....	78
Figura 43 - Rendimento Exergético em Função do Rendimento Térmico (Configuração 3) .....	79
Figura 44- Fração de Vapor do Fluxo de Estado 4 em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 4) .....	81
Figura 45 - Vazão Mássica de Saída do Retificador em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 4) .....	81
Figura 46 - Carga Térmica Retirada do Evaporador em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 4) .....	82
Figura 47 - Trabalho Líquido Total em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 4) .....	83
Figura 48 - Trabalho Líquido da Turbina a Vapor em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 4) .....	83
Figura 49 - Coeficiente de Performance (COP) em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 4) .....	84
Figura 50 - Rendimento Térmico Global em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 4) .....	85
Figura 51 - Rendimento Térmico Global em Função da Razão de Carga Térmica Retirada do Ambiente e do Trabalho Líquido Total (Configuração 4) .....	85
Figura 52 - Rendimento Exergético em Função do Rendimento Térmico (Configuração 4) .....	86

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Composição dos Gases de Combustão .....	31
Tabela 2 – Parâmetros da Combustão do Gás Natural (Metano) .....	60
Tabela 3 - Calor Específico à Pressão Constante .....	60
Tabela 4 - Coeficientes $k = C_p / C_v$ .....	60
Tabela 5 - Diferença Mínima de Temperatura .....	60
Tabela 6–Principais Hipóteses Consideradas para os Estados do Fluido de Trabalho .....	61
Tabela 7 - Eficiência Isentrópica dos Equipamentos .....	62
Tabela 8 - Estados Termodinâmicos da Planta de Ciclo Combinado (Configuração 1) .....	93
Tabela 9 - Estados Termodinâmicos da Planta de Cogeração (Configuração 2).....	94
Tabela 10 - Estados Termodinâmicos da Planta de Cogeração (Configuração 3)....	95
Tabela 11 - Estados Termodinâmicos da Planta de Cogeração (Configuração 4)....	96

## LISTA DE SÍMBOLOS

$x$	Concentração de Amônia da Mistura
$RAC$	Relação de Ar-Combustível
$q$	Fração de Vapor da Mistura
$PCI$	Poder Calorífico Inferior do Gás Metano
$\dot{Q}$	Taxa de Transferência de Calor
$\dot{Q}_H$	Taxa de Energia Fornecida ao Sistema de Cogeração ou Ciclo Combinado
$\dot{W}_{Liq,TG}$	Trabalho Líquido da Turbina a Gás
$\dot{W}_{TV}$	Trabalho Total da Turbina a Vapor
$\dot{W}_{Bomb\_Kalina}$	Trabalho Consumido pelas Bombas Hidráulicas
$\dot{W}_{Liq,TV}$	Trabalho Líquido da Turbina a Vapor
$\dot{W}_{Liq,TOT}$	Trabalho Líquido Total
$\dot{W}_{B,Kalina}$	Trabalho Consumido pelas Bombas Hidráulicas
$\dot{W}_{Refr}$	Trabalho Consumido para Elevar a Pressão do Fluido de Trabalho a Partir da Pressão do Evaporador
$\dot{Q}_L$	Carga Térmica no Evaporador
COP	Coeficiente de Performance
$\eta_{Global}$	Rendimento Térmico Global
$\eta_{Exergético}$	Rendimento Exergético Global

# SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
<b>2. OBJETIVO.....</b>	<b>2</b>
<b>3. PLANTA DE COGERAÇÃO PROPOSTA.....</b>	<b>3</b>
3.1    CICLO-PADRÃO A AR BRAYTON.....	3
3.2    CICLO KALINA .....	5
3.2.1    Comportamento da Mistura Água-Amônia.....	6
3.2.2    Diagrama do Ciclo Kalina .....	9
3.3    CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA .....	11
<b>4. COMPORTAMENTO DE MISTURAS BINÁRIAS.....</b>	<b>14</b>
4.1    PROCESSOS TERMODINÂMICOS REALIZADOS COM MISTURAS .....	15
4.1.1    Mistura de Fluidos.....	15
4.1.2    Dessorção .....	17
4.1.3    Absorção.....	19
4.1.4    Condensação e Evaporação.....	20
4.1.5    Bombeamento.....	21
4.1.6    Estrangulamento.....	21
4.1.7    Refrigeração por Refluxo (Purificação do Vapor de Amônia).....	22
<b>5. MODELAGEM .....</b>	<b>26</b>
5.1    MODELAGEM DA TURBINA A GÁS.....	28
5.2    MODELAGEM DO CICLO DE POTÊNCIA KALINA .....	33
5.3    MODELAGEM DA PLANTA DE COGERAÇÃO.....	45
5.4    PARÂMETROS DE OPERAÇÃO DA PLANTA DE COGERAÇÃO .....	57
<b>6. PARÂMETROS DE SIMULAÇÃO .....</b>	<b>60</b>
<b>7. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>63</b>
7.1    CONFIGURAÇÃO 1 .....	63
7.2    CONFIGURAÇÃO 2 .....	67
7.3    CONFIGURAÇÃO 3 .....	75
7.4    CONFIGURAÇÃO 4 .....	80
<b>8. CONCLUSÃO.....</b>	<b>88</b>
<b>9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>91</b>
<b>10. APÊNDICE A – ESTADOS TERMODINÂMICOS.....</b>	<b>93</b>

## 1. INTRODUÇÃO

A demanda energética em todo o mundo tem crescido ao longo das últimas décadas, acompanhando o desenvolvimento industrial e o rápido crescimento populacional e econômico de diversas nações.

Essa tendência fez com que surgisse o interesse de se desenvolver processos de conversão de energia mais eficientes, resultando na diminuição dos impactos ambientais negativos causados pela utilização de diferentes fontes de energia, como a queima de combustíveis fósseis. Dessa forma, com o objetivo de aproveitar de maneira mais eficiente e racional as fontes primárias de energia, plantas de cogeração têm sido desenvolvidas e instaladas para diferentes aplicações comerciais e industriais.

De acordo com o Dicionário de Terminologia Energética (2001) apud BARJA, G. J. A. (2006), “o conceito de cogeração significa a produção simultânea e sequencial de duas ou mais utilidades - calor de processo e potência mecânica e (ou) elétrica, a partir da energia disponibilizada por um ou mais combustíveis”. Assim, os sistemas de cogeração são fundamentais para aumentar a eficiência energética de processos industriais, comerciais e de geração de eletricidade, já que utilizam a energia que seria, teoricamente, rejeitada ao meio ambiente, para aquecer ou resfriar outra atividade que necessite calor.

Diante de suas diversas aplicações, tais sistemas contribuem para o desenvolvimento de rotinas de produção menos agressivas ao meio ambiente, diminuindo a incidência, por exemplo, de poluição térmica, causada pelo despejo de fluidos quentes em rios e lagos, e de poluição atmosférica, causada, entre outros fatores, pela queima de combustíveis fósseis.

Recentemente, plantas de cogeração que utilizam uma mistura de água e amônia como fluido de trabalho para geração de potência quanto de resfriamento, tem chamado atenção e sido amplamente estudadas. Com base nesse conceito, o presente trabalho irá analisar três plantas de cogeração, nas quais um sistema de refrigeração por absorção aproveita os rejeitos térmicos dos ciclos de potência (Brayton e Kalina).



## 2. OBJETIVO

O presente trabalho tem como objetivo a modelagem e simulação de uma planta de cogeração que, a partir do ciclo combinado de turbina a gás e Kalina, o qual utiliza uma mistura de água e amônia como fluido de trabalho, que fornece energia térmica para acionar um ciclo de refrigeração por absorção de amônia.

A partir do modelo matemático da planta, simulações serão realizadas com o *software EES*, a fim de se determinar o rendimento térmico e exergético da instalação, assim como a razão entre o calor total retirado pelo sistema de refrigeração e o trabalho líquido total gerado.

### 3. PLANTA DE COGERAÇÃO PROPOSTA

A planta de cogeração a ser analisada será composta por três ciclos associados, dois de potência (Brayton e Kalina) e um de refrigeração por absorção de amônia.

Basicamente, a turbina a gás, cuja operação será modelada pelo ciclo Brayton, irá compor o primeiro estágio de geração de potência. Os gases quentes que saem dela após serem expandidos serão então conduzidos ao gerador de vapor de recuperação de calor do ciclo Kalina, fornecendo-o energia necessária para gerar trabalho. Como o ciclo de refrigeração por absorção de amônia utiliza como fluido de trabalho a mesma mistura binária (água e amônia) que o Kalina, pretende-se utilizar os rejeitos térmicos e parte do próprio fluido de trabalho deste ciclo de potência para acionar o sistema de refrigeração.

A seguir serão apresentadas as principais características dos ciclos a serem utilizados na planta de cogeração proposta.

#### 3.1 CICLO-PADRÃO A AR BRAYTON

O ciclo-padrão a ar Brayton é o ciclo ideal para turbina a gás, sendo composto por quatro processos internamente reversíveis (dois isobáricos e dois isentrópicos) que ocorrem em regime permanente. Durante o ciclo, o fluido de trabalho (ar), considerado como gás perfeito, não apresenta mudança de fase, permanecendo sempre na fase vapor (Van WYLEN; SONNTAG, 2003).

A Figura 1 apresenta o diagrama esquemático de uma turbina a gás simples e seus respectivos diagramas  $P-v$  e  $T-s$ .

Os processos 1-2 e 3-4 representam, respectivamente, a compressão e a expansão isoentrópica do ar ao passar pelo compressor e pela turbina. Já a combustão e a exaustão dos gases são representados, respectivamente, por meio de processos de adição (2-3) e rejeição (4-1) de calor a pressão constante (Van WYLEN; SONNTAG, 2003).

Vale ressaltar que nesse modelo, o ar segue um circuito aberto, de forma que haja sempre admissão de uma nova mistura de ar a partir do ambiente.

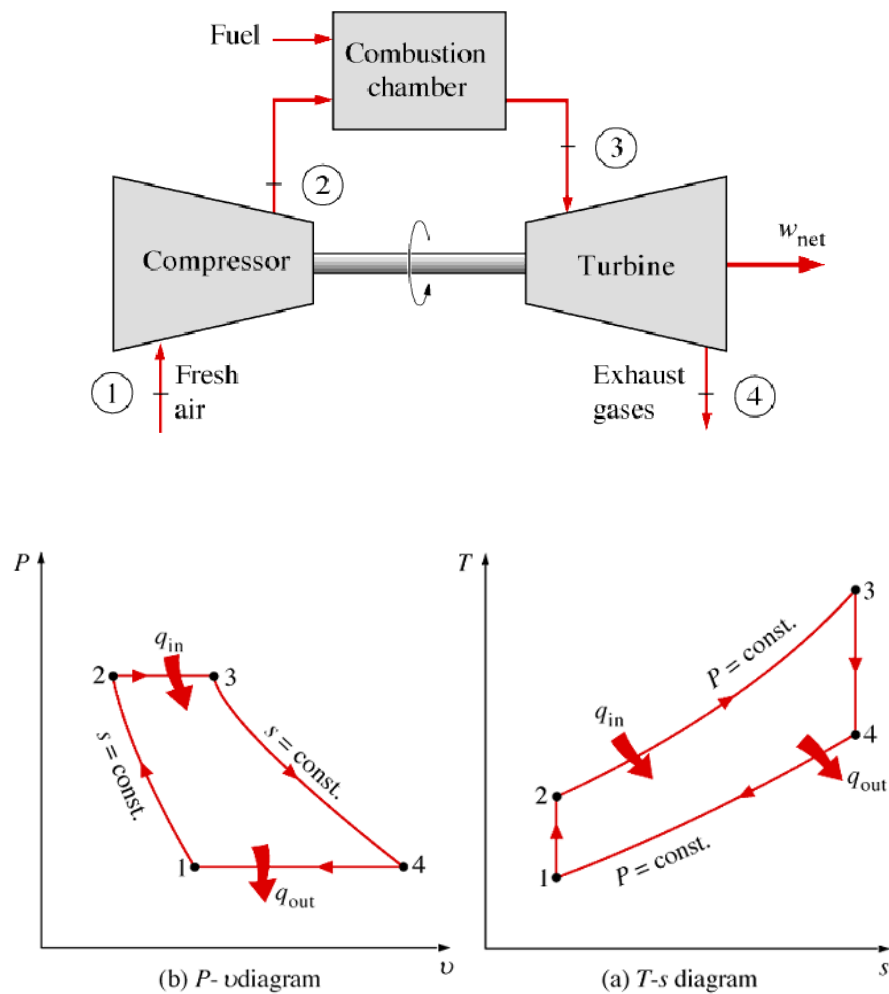


Figura 1 – Ciclo-Padrão a Ar Brayton(Van WYLEN;SONNTAG, 2003).

O rendimento do ciclo de turbina a gás pode ser melhorado pela introdução de um regenerador (troca de calor de contracorrente), como ilustrado na Figura 2. A função desse dispositivo é aproveitar a energia dos gases de exaustão, que deixam a turbina à alta temperatura, para aquecer os gases a alta pressão que deixam o compressor, antes que estes entrem na câmara de combustão (Van WYLEN; SONNTAG, 2003).

Como pode ser observado no diagrama  $T-s$  (Figura 2), o regenerador irá pré-aquecer o ar de  $T_2$  para  $T_x$ . Dessa maneira, a quantidade de calor necessária para elevar sua temperatura de  $T_2$  para  $T_3$  será menor com o regenerador, sendo necessário somente calor para elevá-la de  $T_x$  para  $T_3$ . Essa economia na quantidade de energia térmica transferida ao ar representa uma economia na quantidade de combustível a ser queimada na câmara de combustão para uma mesma quantidade

de trabalho realizada pela turbina, resultante dessa maneira, no aumento da eficiência térmica do ciclo.

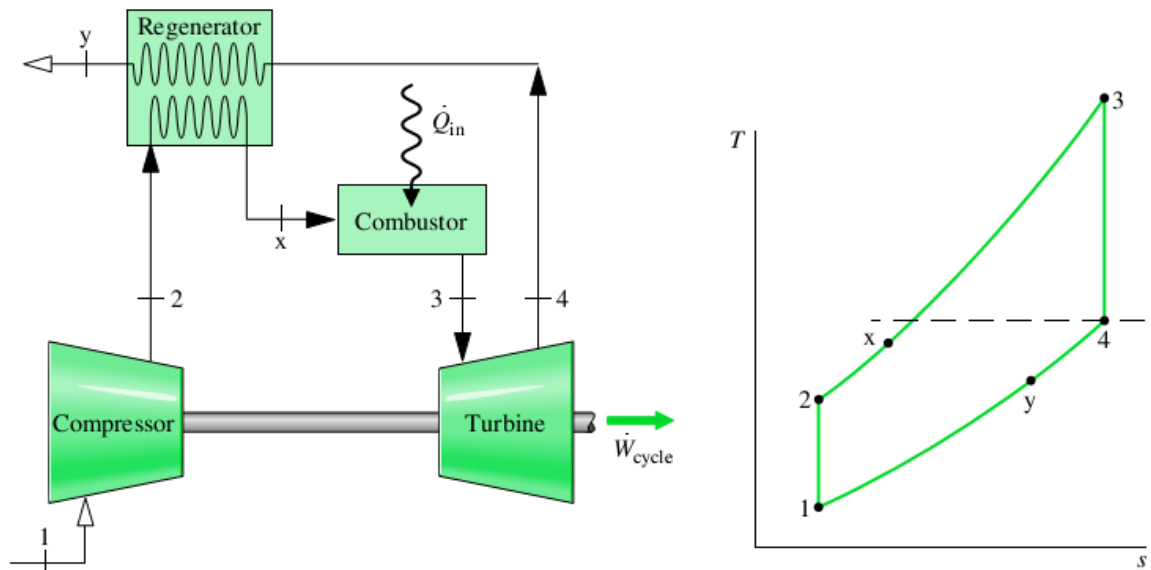


Figura 2 - Ciclo Brayton com Regenerador (MORAN; SHAPIRO, 2006)

Embora o regenerador aumente a eficiência térmica de operação da turbina a gás, ainda não é possível afirmar se este componente fará parte da planta de cogeração. Isso porque, de acordo com a configuração desta planta, os gases de exaustão que deixam a turbina serão conduzidos ao gerador de vapor de recuperação de calor da planta do ciclo Kalina. Dessa forma, parte do calor que seria transferido a ele, será utilizada na própria turbina a gás, aquecendo o ar antes que este entre na câmara de combustão.

Portanto, o regenerador, embora aumente a eficiência do ciclo-padrão a ar Brayton, diminui a potência que pode ser gerada pelo ciclo Kalina, uma vez que haverá menos energia térmica disponível para ser utilizada no seu gerador de vapor. Resta avaliar assim, qual configuração acarretará um rendimento maior para a planta de cogeração.

### 3.2 CICLO KALINA

O ciclo Kalina é uma nova tecnologia aplicada no ramo de geração de potência e tem como objetivo obter um maior aproveitamento de energia em processos

derecuperação de calor. Esse conceito é fundamental para aplicações que buscam reaproveitar ao máximo o calor rejeitado por diferentes sistemas industriais, sendo importantes para aumentar a eficiência de projetos de ciclos combinados e plantas de cogeração.

Dessa maneira, o ciclo Kalina foi proposto para aumentar a eficiência de plantas de potência por meio da diminuição do calor rejeitado ao meio ambiente. Esse objetivo é alcançado graças ao uso de uma mistura de água e amônia como fluido de trabalho, ao invés de água pura, como ocorre no ciclo de Rankine.

É importante acrescentar que os equipamentos que entram em contato com a mistura água e amônia não precisam ser construídos de materiais especiais. De acordo com (HENRY A. MLCAK, 1996), ligas de aço carbono mostram-se ser resistente à corrosão na presença de amônia em diversas atividades industriais, especialmente em baixas temperaturas. Em operações a alta temperatura, as ligas comumente utilizadas pela indústria de geração de energia também são adequadas. O único material que deve ser evitado são as ligas de cobre, pois apresentam baixa resistência à corrosão.

Por fim, uso da amônia como parte do fluido de trabalho não acarretará grandes riscos operacionais durante o funcionamento da planta baseada no ciclo Kalina. Isso porque o setor industrial já possui uma ampla experiência com uso desta substância, de tal forma que as rotinas de segurança que devem ser tomadas para utilizá-la em diferentes atividades já estão bem caracterizadas.

### **3.2.1 COMPORTAMENTO DA MISTURA ÁGUA-AMÔNIA**

O comportamento da mistura de água e amônia será descrito com o objetivo de entender o princípio aplicado no ciclo Kalina para aumentar a recuperação de calor em caldeiras de recuperação.

O diagrama de fase a seguir (Figura 3) ilustra o comportamento da mistura para uma pressão de 550 kPa. Já a Figura 4 apresenta esquematicamente como as linhas de líquido e vapor saturado se comportam para diferentes pressões.

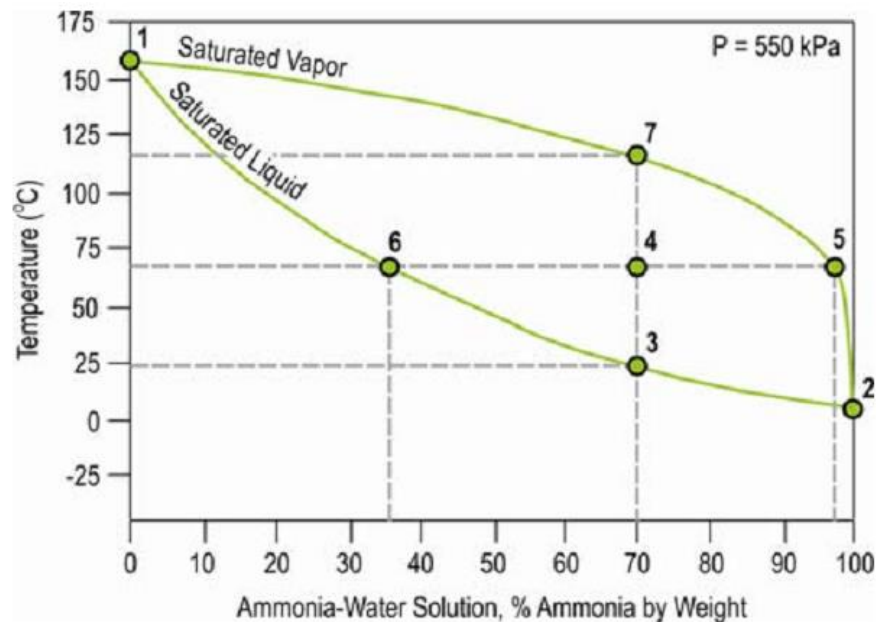


Figura 3 - Diagrama de Fase Água-Amônia (HENRY A. MLCÁK, 1996)

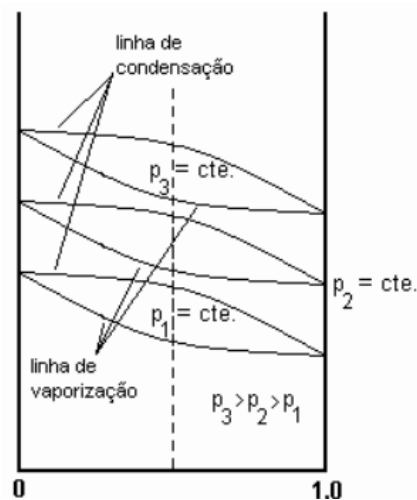


Figura 4 - Diagrama de Fase Água-Amônia para Diferentes Pressões (OLIVEIRA JUNIOR, 2004)

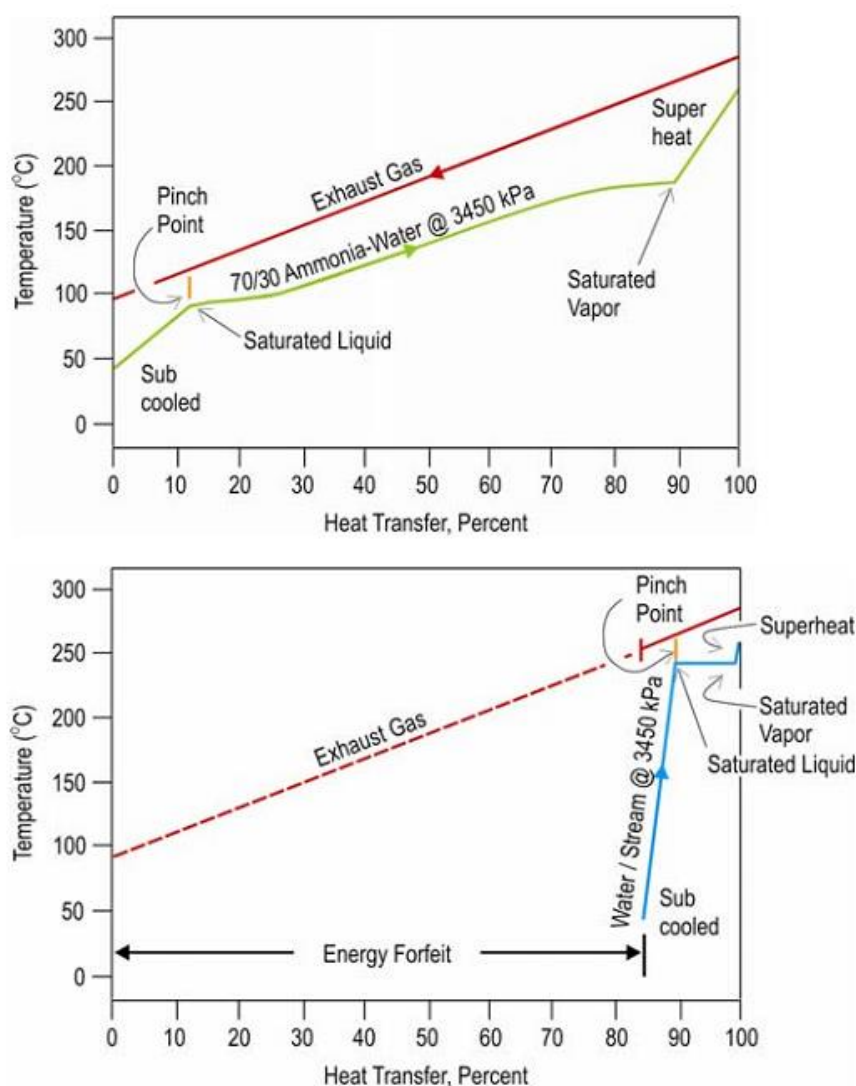
A partir do diagrama de fase, nota-se que as duas principais características dessa mistura são a variação de temperatura, crescente e decrescente, que ocorre, respectivamente, durante a condensação e vaporização e, o fato de que é possível alterar suas propriedades termodinâmicas através da alteração da fração de amônia presente na mesma (HENRY A. MLCÁK, 1996).

Vale ressaltar ainda, que sendo a amônia mais volátil que água, durante a vaporização e a condensação, haverá a separação dos componentes da mistura. Isso ocorre, pois na vaporização, a amônia irá passar para a fase vapor antes da água, enquanto que na condensação, a água passará para fase líquida antes da

amônia. Dessa forma, a fase vapor da mistura sempre será rica em amônia em comparação com a fase líquida (THORIN, 2000).

Aproveitando-se das propriedades da mistura de água e amônia, o ciclo Kalina tem como princípio de operação a variação de temperatura da solução durante a vaporização e condensação. Essa característica permite que, em um trocador de calor de contracorrente, a temperatura da mistura mantenha-se mais próxima da do fluido que está trocando calor com a mesma (HENRY A. MLCÁK, 1996). Assim, no caso de aquecimento, por exemplo, quanto maior a média de temperatura da mistura, maior será a quantidade de energia possível de se retirar da fonte de calor que poderá ser convertida em trabalho.

A Figura 5 ilustra o processo de transferência de calor dos gases de exaustão de uma turbina para uma mistura de água e amônia e para água pura.



**Figura 5 - Transferência de Calor entre Gases de Exaustão e Mistura de Água e Amônia, e Água Pura (HENRY A. MLCÁK, 1996)**





O fluido de trabalho (mistura de água e amônia) é vaporizado e super aquecido no gerador de vapor de recuperação de calor, cuja energia térmica provém dos gases de exaustão de outro ciclo. Este é então conduzido à turbina a vapor, onde ao passar por um processo de expansão, produz trabalho de eixo que é então convertido em energia elétrica pelo gerador elétrico.

Em seguida, o fluido de trabalho passa pelo reaquecedor (regenerador), onde parte de sua energia térmica é utilizada para vaporizar a mistura básica (*basic mixture*) que flui em direção ao separador líquido-vapor, local em que estaseará separada em solução rica (*enriched vapor*) e pobre (*lean liquid*) em amônia.

Depois do reaquecedor, o fluido de trabalho é então misturado com a solução pobre em amônia, vinda do separador, dando origem à mistura básica, a qual será então conduzida ao absorvedor. Neste ponto, o vapor de amônia à baixa pressão, presente na mistura básica, será absorvido pela solução pobre (composta principalmente por água), por meio de uma reação exotérmica. Como a quantidade de amônia que pode ser dissolvida pela água é inversamente proporcional à temperatura, o absorvedor deve ser resfriado, por exemplo, por água corrente (*cooling water*), para maximizar a fração de amônia absorvida pela mesma (CENGEL; BOLES, 2005).

Depois do absorvedor, a mistura básica é então pressurizada na bomba e dividida em dois fluxos. Um deles segue em direção ao separador líquido-vapor, sendo antes aquecido no reaquecedor. O outro se mistura à solução rica em amônia, vinda do mesmo, restaurando assim, o fluido de trabalho, o qual será então condensado e pressurizado antes de ser conduzido ao gerador de vapor de recuperação de calor, onde dará início ao ciclo novamente.

Neste diagrama, o separador líquido-vapor é utilizado para alterar a concentração de amônia na mistura que passa pelo reaquecedor e pelo gerador de vapor. Dessa forma, o fluido de trabalho e a mistura básica possuirão propriedades termodinâmicas diferentes. Isso é importante para aumentar a eficiência térmica global do ciclo, pois dessa maneira, cada solução que passa pelas fontes de calor, com diferentes temperaturas, poderá aproveitar ao máximo o calor que está sendo cedido por seus respectivos fluidos (gases de exaustão, no gerador de vapor, e fluido de trabalho no reaquecedor).

### 3.3 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA

O ciclo de refrigeração por absorção foi selecionado para compor a planta de cogeração, pois este é um ciclo operado a calor, ou seja, grande parte do custo operacional necessário para acioná-lo está associada ao fornecimento de energia térmica (STOECKER; JONES; 1985). Na planta de cogeração, essa energia será fornecida pelos ciclos de potência, dispensando assim, outras fontes de geração de calor.

O ciclo selecionado, assim como o Kalina, utiliza como fluido de trabalho uma mistura binária de água e amônia. Assim, além de ser uma alternativa tecnológica aos ciclos de refrigeração que empregam CFCs (substâncias responsáveis pela redução da Camada de Ozônio) como refrigerantes, ele poderá compor, junto com o Kalina, um ciclo híbrido, no qual o fluido de trabalho é compartilhado entre ambos. Dessa maneira, espera-se que o ciclo híbrido possa produzir mais energia, ou tenha uma maior eficiência térmica, em comparação com os ciclos operando de maneira independente (AMANO, 2000).

A Figura 7 ilustra os processos que ocorrem em um ciclo de refrigeração por absorção de amônia. Vale ressaltar que a amônia ( $\text{NH}_3$ ) trabalha como refrigerante, enquanto a água ( $\text{H}_2\text{O}$ ) como fluido de transporte.

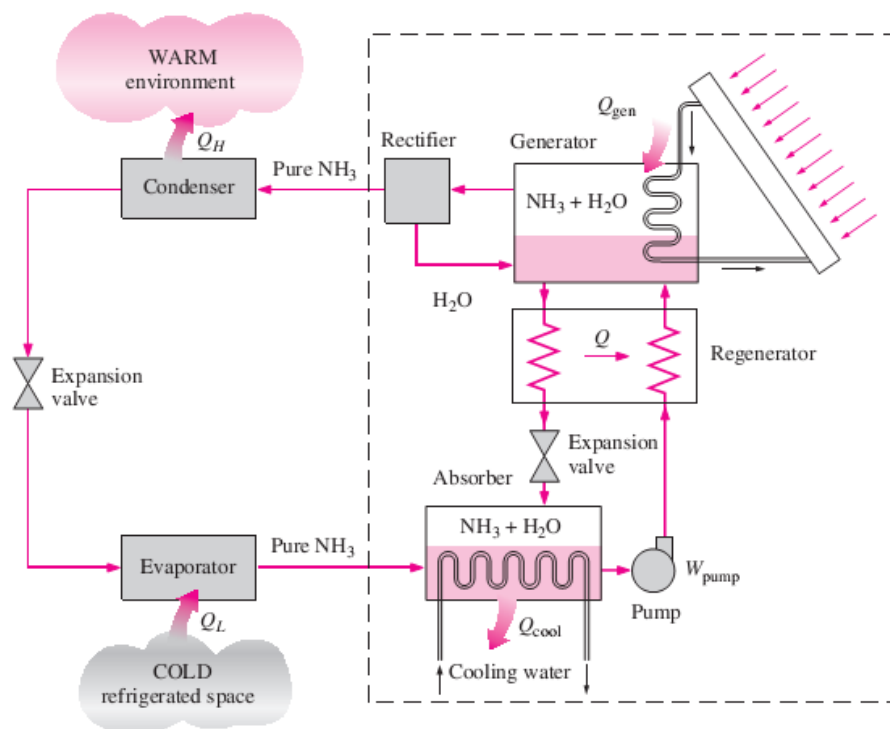


Figura 7 - Ciclo de Refrigeração por Absorção de Amônia (CENGEL; BOLES, 2005)

Esse sistema de refrigeração é semelhante ao de compressão de vapor, exceto pela substituição do compressor por um mecanismo de absorção, composto por um absorvedor (*Absorber*), uma bomba (*Pump*), um gerador (*Generator*), um regenerador (*Regenerator*), uma válvula de expansão (*Expansion valve*) e um retificador (*Rectifier*).

O vapor puro de amônia (*Pure NH<sub>3</sub>*) é conduzido ao absorvedor após escoar pelo evaporador (*Evaporator*), onde ao passar da fase líquida para a vapor, retira calor do espaço a ser refrigerado (*refrigerated space*).

No absorvedor, que opera como descrito no ciclo Kalina, o refrigerante ( $\text{NH}_3$ ) será absorvido pela solução pobre de amônia, composta principalmente por água. Lembrando que o absorvedor deve ser resfriado para aumentar a quantidade de amônia absorvida por tal solução (CENGEL; BOLES, 2005).

A solução rica em amônia é então bombeada (aumento de pressão) para o gerador, onde são mantidas uma alta pressão e uma alta temperatura (Van WYLEN; SONNTAG, 2003). Neste, uma fonte de calor externa, por exemplo, os rejeitos térmicos dos ciclos de potência, será responsável por vaporizar parte da solução. O vapor oriundo dessa vaporização, rico em  $\text{NH}_3$ , é então conduzido do gerador para o retificador, cuja função é remover a quantidade de vapor de água remanescente no refrigerante antes que este entre no condensador. Isso elimina a possibilidade de formação de gelo na válvula de expansão e no evaporador (MORAN; SHAPIRO, 2006).

Após o retificador, o vapor puro em  $\text{NH}_3$  (*Pure NH<sub>3</sub>*) segue para o condensador, onde é condensado, sendo conduzido então para a válvula de expansão e finalmente, dirigindo-se para o evaporador, onde retirará calor do espaço refrigerado. Já a solução quente, pobre em amônia, segue do gerador, passando pelo regenerador, onde transfere calor para a solução rica que sai da bomba, sendo então estrangulada por uma válvula de expansão até a pressão do absorvedor, onde irá absorver o vapor puro de amônia proveniente do evaporador.

Vale ressaltar, que uma característica importante dos sistemas de refrigeração por absorção é a quantidade pequena de trabalho necessária para operá-lo. Isso porque o processo de bombeamento envolve um líquido, ao contrário de vapor, como ocorre nos sistemas por compressão de vapor. De acordo com (Van WYLEN; SONNTAG, 2003, p. 300), isso resulta do fato de que: “para um processo

reversível, em regime permanente e com variações desprezíveis de energias cinéticas e potenciais; o trabalho é igual a  $-\int v \cdot dp$  e o volume específico do líquido é muito menor que o volume específico do vapor”. Essa é a razão pela qual o sistema de refrigeração por absorção é considerado um ciclo operado a calor (STOECKER; JONES; 1985), já que entrada de trabalho nesse sistema é da ordem de 1% do calor fornecido ao gerador, sendo em geral, negligenciada na análise do ciclo (CENGEL; BOLES, 2005).

#### 4. COMPORTAMENTO DE MISTURAS BINÁRIAS

Essa seção tem como objetivo descrever como tratar processos termodinâmicos que utilizam uma mistura binária ao invés de uma substância pura. Essa análise é considerada importante, pois possibilitará aplicar as leis da termodinâmica nos componentes da planta de cogeração que utilizam uma mistura de água e amônia como fluido de trabalho.

Diferentemente de uma substância pura, para se determinar o estado termodinâmico de uma mistura são necessários três parâmetros: pressão, temperatura e fração mássica (razão entre a massa de um componente e a massa total da mistura). A Figura 8 apresenta um diagrama de fase típico, o qual ilustra como a temperatura de uma mistura varia de acordo com a fração mássica de um de seus componentes.

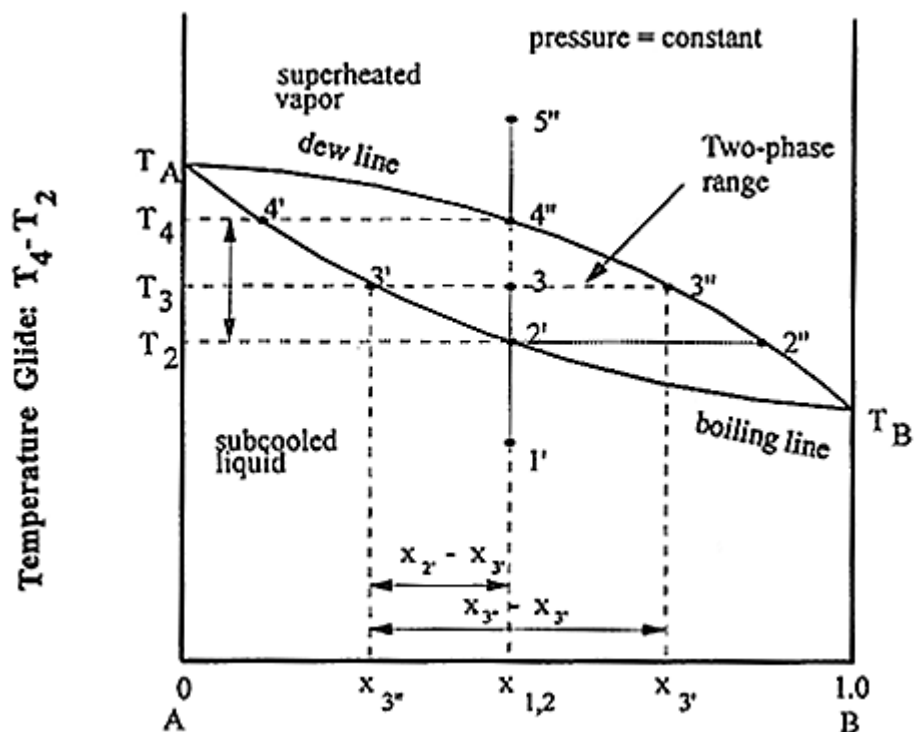


Figura 8 - Diagrama de Temperatura por Fração Mássica para um Processo de Evaporação (HEROLD et al., 1996)

As linhas *dew line* e *boiling line* representam, respectivamente, as linhas de condensação e vaporização. Já  $T_A$  e  $T_B$  representam as temperaturas de

ebulição dos componentes A e B quando estes não se encontram misturados. Sendo  $T_B < T_A$ , conclui-se que o componente B é mais volátil que o A.

Este diagrama ilustra um processo de aquecimento, a pressão e fração mássica constante, durante o qual a mistura de A e B tem seu estado alterado de 1' (líquido comprimido) para 5'' (vapor superaquecido).

Nota-se que, durante a mudança de líquido saturado (*boiling line*) para vapor saturado (*dew line*), a temperatura da mistura altera-se de  $T_2$  para  $T_4$  (característica explorada pelo ciclo Kalina). Além disso, a fração de vapor e de líquido contidos na mistura também se altera ao longo da região bifásica, sendo que em 2' há somente líquido enquanto que em 4'' há somente vapor. De acordo com (HEROLD et al., 1996), a partir do balanço de massa, é possível calcular a fração de vapor  $x_q$  (razão entre a massa de vapor e a massa total) no ponto 3 por meio da seguinte expressão:

$$x_q = \frac{x_{2'} - x_{3'}}{x_{3''} - x_{3'}} \quad (4.1)$$

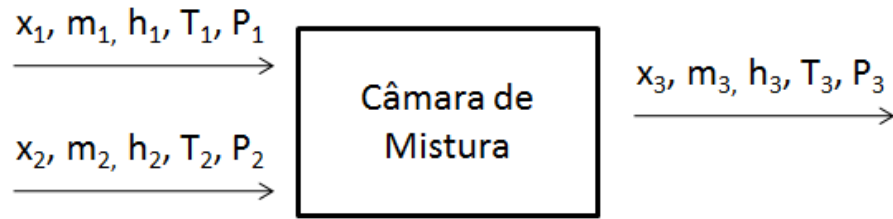
Sendo  $x_{2'}$  a composição da mistura (constante durante todo o processo de aquecimento),  $x_{3'}$  a fração mássica do componente B presente na fase vapor (composição da fase vapor) e  $x_{3''}$  a composição da fase líquida.

## 4.1 PROCESSOS TERMODINÂMICOS REALIZADOS COM MISTURAS

A seguir serão descritas as equações utilizadas para modelar processos termodinâmicos nos quais participam misturas com dois componentes. A modelagem apresentada será posteriormente aplicada aos equipamentos da planta de cogeração a ser modelada.

### 4.1.1 MISTURA DE FLUIDOS

Nesse processo, dois fluxos (1 e 2) de substâncias puras, cujas temperaturas e entalpias são assumidas conhecidas, misturam-se em uma câmara adiabática, dando origem a uma mistura de dois componentes (3). Admite-se ainda que a pressão dos fluxos de entrada e saída sejam todos iguais (Processo Isobárico).



**Figura 9 - Processo de Mistura de Dois Fluxos (HEROLD et al., 1996)**

Aplicando o balanço de massa e a Primeira Lei da Termodinâmica ao sistema, representado na Figura 9, temos:

$$m_1 + m_2 = m_3 \Rightarrow x_1 + x_2 = 1 \quad (4.2)$$

$$h_1 \cdot m_1 + h_2 \cdot m_2 = h_3 \cdot m_3 \Rightarrow h_1 \cdot x_1 + h_2 \cdot x_2 = h_3 \quad (4.3)$$

Lembrando que  $x$  equivale a fração mássica, de forma que:

$$x_1 = \frac{m_1}{m_1 + m_2} = \frac{m_1}{m_3} \quad (4.4)$$

A fórmula 4.4 pode ser aplicada de maneira análoga para se calcular  $x_2$ .

Como a câmara de mistura é considerada adiabática, a temperatura do fluxo de saída poderá ser maior ou menor que os de entrada, mesmo que estes apresentem uma mesma temperatura. Essa variação dependerá se o calor de mistura (variação de entalpia que ocorre durante a mistura dos fluxos de entrada) é positivo ou negativo (HEROLD et al., 1996). Essa característica justifica a refrigeração que dever ser feita em absorvedores.

Caso os fluxos de entrada (1 e 2) sejam misturas binárias, uma segunda equação deve ser adicionada ao balanço global de massa (Equação 4.2). Além disso, a Equação 4.3 também será modificada. Dessa forma temos:

$$m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2 = m_3 \cdot x_3 \quad (4.5)$$

$$f \cdot x_1 + (1 - f) \cdot x_2 = x_3 \quad (4.6)$$

$$f \cdot h_1 + (1 - f) \cdot h_2 = h_3 \quad (4.7)$$

Sendo o coeficiente  $f$  determinado por:

$$f = \frac{m_1}{m_3} = \frac{x_3 - x_2}{x_1 - x_2} \quad (4.8)$$

Caso haja troca de calor ( $q$ ) entre a câmara e o meio externo, temos:

$$q = f \cdot h_1 + (1 - f) \cdot h_2 - h_3 \quad (4.9)$$

#### 4.1.2 DESSORÇÃO

O termo dessorção descreve o processo de geração de vapor a partir de uma fase condensada (líquida ou sólida) de uma mistura de dois ou mais componentes. Este termo implica que a fase de vapor gerada contém predominantemente um único componente, oposto ao que ocorre durante a evaporação, na qual todos eles são vaporizados (HEROLD et al., 1996).

Durante esse processo, que ocorre a pressão constante, a adição de calor ( $q$ ) permite separar então o fluxo de entrada (1) em dois fluxos de saída, um contendo somente vapor (2) e outro contendo somente líquido (3).

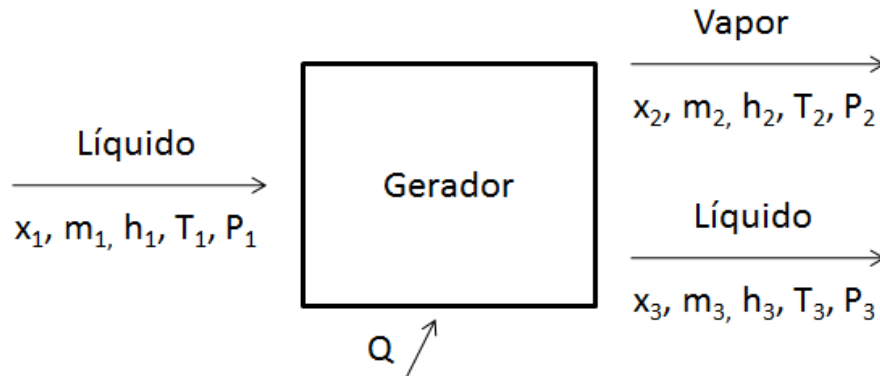


Figura 10 - Processo de Dessorção (HEROLD et al., 1996)



A Figura 11 ilustra esse processo por meio de um diagrama de entalpia por fração mássica. Nota-se que os fluxos de entrada e saída encontram-se em seus respectivos estados saturados, e que a temperatura do fluxo de vapor e de líquido é, respectivamente, igual e maior que a do fluxo de entrada 1. Além disso, o vapor no estado 2 encontra-se em equilíbrio termodinâmico com o líquido no estado 1 (HEROLD et al., 1996).

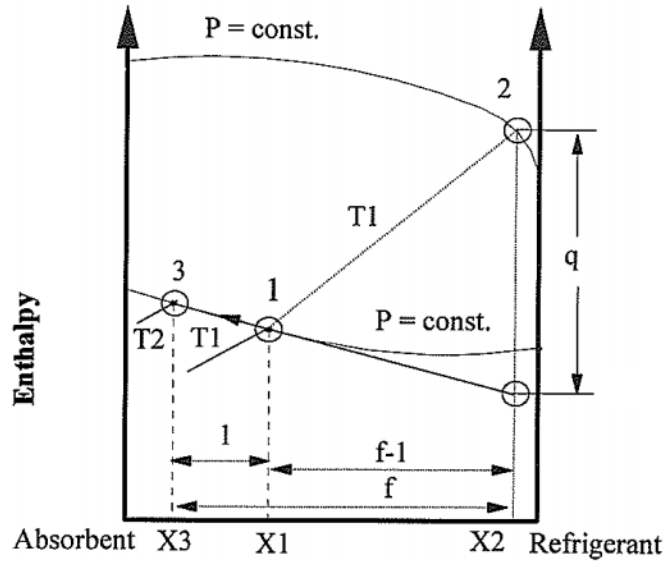


Figura 11 - Diagrama do Processo de Dessorção (HEROLD et al., 1996)

Aplicando o balanço de massa e a Primeira Lei da Termodinâmica ao sistema, representado na Figura 10, temos:

$$m_2 + m_3 = m_1 \quad (4.10)$$

$$m_2 \cdot x_2 + m_3 \cdot x_3 = m_1 \cdot x_1 \quad (4.11)$$

$$f \cdot x_1 - (f - 1) \cdot x_3 = x_2 \quad (4.12)$$

$$q = h_2 - h_3 + f \cdot (h_3 - h_1) \quad (4.13)$$

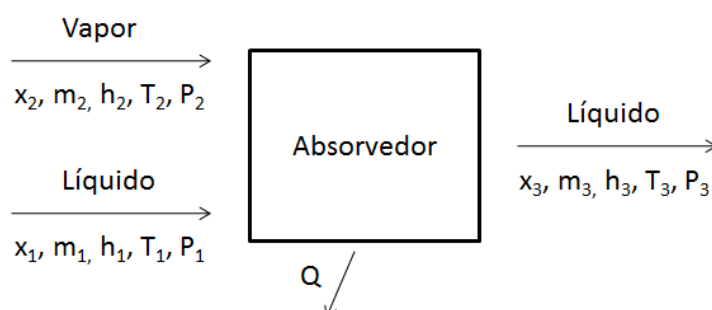
Sendo o coeficiente  $f$  determinado por:

$$f = \frac{m_1}{m_2} = \frac{x_2 - x_3}{x_1 - x_3} \quad (4.14)$$

### 4.1.3 ABSORÇÃO

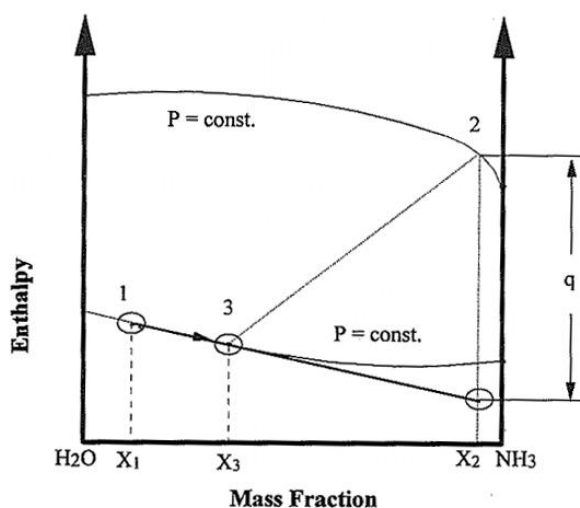
O termo absorção descreve o processo de geração de uma mistura em fase condensada (líquida ou sólida) a partir de uma mistura de dois ou mais componentes, contendo fases líquidas e de vapor. Esse processo é similar à condensação no que diz respeito à mudança de fase de vapor para líquido. Entretanto, durante a condensação há somente vapor na entrada do condensador, enquanto que na absorção, já está presente um componente em fase condensada na entrada do absorvedor (HEROLD et al., 1996).

Durante esse processo, que ocorre a pressão constante, o fluxo de vapor de entrada (2) entra em conjunto com o fluxo líquido (1). No absorvedor, o vapor é então absorvido pela fase condensada, liberando calor ( $q$ ) e dando origem a mistura de saída (3).



**Figura 12 - Processo de Absorção (HEROLD et al., 1996)**

A Figura 13 ilustra esse processo por meio de um diagrama de entalpia por fração mássica.



**Figura 13 - Diagrama do Processo de Absorção (HEROLD et al., 1996)**

Nota-se que os fluxos de entrada (1) e o de saída (3) encontram-se em seus respectivos estados saturados. O vapor no estado (2), embora apresente a mesma pressão que o fluxo de líquido (1), não necessariamente encontra-se em equilíbrio termodinâmico com o mesmo. Assim, ele pode estar superaquecido ou mesmo conter gotas de líquido, neste caso, estando localizado na região bifásica do diagrama (HEROLD et al., 1996).

Aplicando o balanço de massa e a Primeira Lei da Termodinâmica ao sistema, representado na Figura 12, temos:

$$m_1 + m_2 = m_3 \quad (4.15)$$

$$m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2 = m_3 \cdot x_3 \quad (4.16)$$

$$f \cdot x_3 - (f - 1) \cdot x_1 = x_2 \quad (4.17)$$

$$q = h_2 - h_1 + f \cdot (h_1 - h_3) \quad (4.18)$$

Sendo o coeficiente  $f$  determinado por:

$$f = \frac{m_3}{m_2} = \frac{x_2 - x_1}{x_3 - x_1} \quad (4.19)$$

#### **4.1.4 CONDENSAÇÃO E EVAPORAÇÃO**

Esses processos referem-se à mudança completa de fase de uma mistura, ou seja, a mistura entrando e saindo, respectivamente, do condensador e do evaporador, apresenta todos seus componentes na fase vapor (HEROLD et al., 1996).

Em um diagrama de entalpia em função da fração mássica, os pontos iniciais e finais de ambos os processos estão localizados sobre a mesma linha de fração mássica constante. Assim, o calor envolvido durante a condensação e a evaporação é diretamente proporcional à diferença de entalpia entre o estado final e inicial da mistura.

#### 4.1.5 BOMBEAMENTO

Em sistemas de absorção, o processo de bombeamento é utilizado para promover a circulação de fluido (fase líquida) nos diversos componentes do sistema, como nos trocadores de calor, e também para elevar sua pressão.

Considerando que o bombeamento da mistura seja um processo isentrópico (adiabático e internamente reversível) e que o escoamento seja incompressível, o trabalho realizado pela bomba durante sua operação é calculado por (MORAN; SHAPIRO, 2006):

$$\left(\frac{\dot{W}}{\dot{m}}\right)_{int}^{rev} = h_{high_s} - h_{low} \sim v_{low} \cdot (P_{high} - P_{low}) \quad (4.20)$$

Sendo  $P_{high}$  e  $P_{low}$ , respectivamente, a pressão de saída e entrada da bomba,  $v_{low}$  o volume específico da mistura (considerado constante).

A partir do rendimento isentrópico da bomba,  $\eta$ , o trabalho real da bomba pode ser determinado por:

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = h_{high} - h_{low} \sim \frac{v_{low}}{\eta_{iso}} \cdot (P_{high} - P_{low}) \quad (4.21)$$

Um resultado mais preciso pode ser obtido estabelecendo a igualdade de entropia entre os estados de baixa e alta pressão, o que permite determinar a entalpia, caso o processo de bombeamento fosse isentrópico. A partir dessa entalpia, aplica-se o rendimento isentrópico da bomba para se determinar a real entalpia do estado de alta pressão, o que permite determiná-lo completamente.

#### 4.1.6 ESTRANGULAMENTO

Os processos de estrangulamento, que ocorrem em dispositivos como válvulas de expansão e tubos capilares, são responsáveis por diminuir a pressão do fluido de

trabalho. Podem ser considerados processos adiabáticos e, portanto, isoentálpicos (HEROLD et al., 1996).

O diagrama da Figura 14 ilustra um processo de estrangulamento isoentálpico, sendo 1 a condição inicial, e 2 a condição final. Nota-se que, como os estados 1 e 2 apresentam a mesma entalpia e a mesma fração mássica de amônia, eles estão posicionados no mesmo ponto do diagrama. Os parâmetros que diferenciam os seus estados termodinâmicos são a temperatura e a pressão, representados por isothermas e isobáricas diferentes.

É possível verificar, que após o estrangulamento, houve mudanças na temperatura e pressão da mistura, fazendo com que esta passasse do estado de líquido subresfriado (1) para um estado (2), onde há presença de fase líquida e de vapor (região bifásica do diagrama).

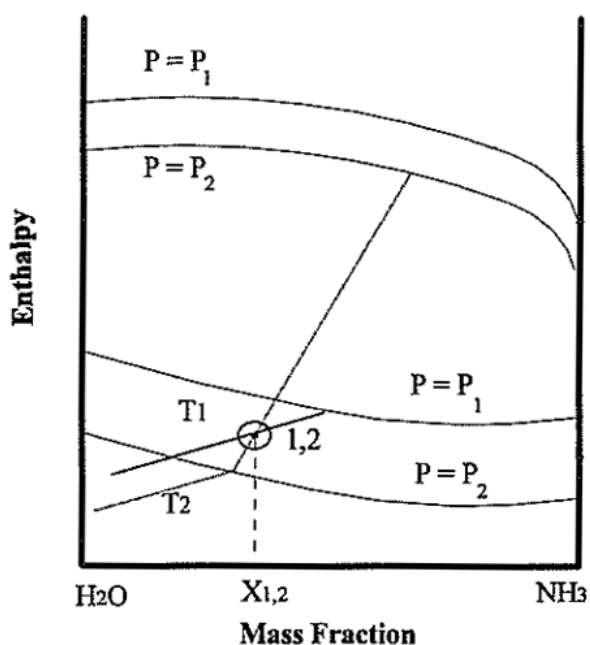


Figura 14 - Processo de Estrangulamento Isoentálpico (HEROLD; RADERMACHER,1996).

#### 4.1.7 REFRIGERAÇÃO POR REFLUXO (PURIFICAÇÃO DO VAPOR DE AMÔNIA)

Um dos mecanismos utilizados para purificar o vapor de amônia, isto é, retirar o vapor de água remanescente na mistura, é a refrigeração por refluxo (*reflux cooling*). Nesse processo, o vapor contendo água e amônia entra em contato com as paredes refrigeradas do refrigerador por refluxo, cujas temperaturas superficiais estão abaixo

do ponto de orvalho do fluxo de vapor. Dessa forma, o vapor é parcialmente condensado, dando origem a uma mistura rica em vapor de amônia e a uma mistura rica em água, que é então conduzida de volta ao gerador, onde ocorre o processo de dessorção (HEROLD et al., 1996).

Vale ressaltar que os retificadores são outro tipo de equipamento que possui a mesma função dos refrigeradores por refluxo.

A Figura 15 esquematiza um refrigerador por refluxo instalado junto de um gerador (*desorber*). Os índices *va* e *la* correspondem aos fluxos saindo e retornando ao gerador na forma de vapor e líquido, respectivamente.

Os balanços de massa e a aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica serão realizados no volume de controle limitado pelo contorno circular.

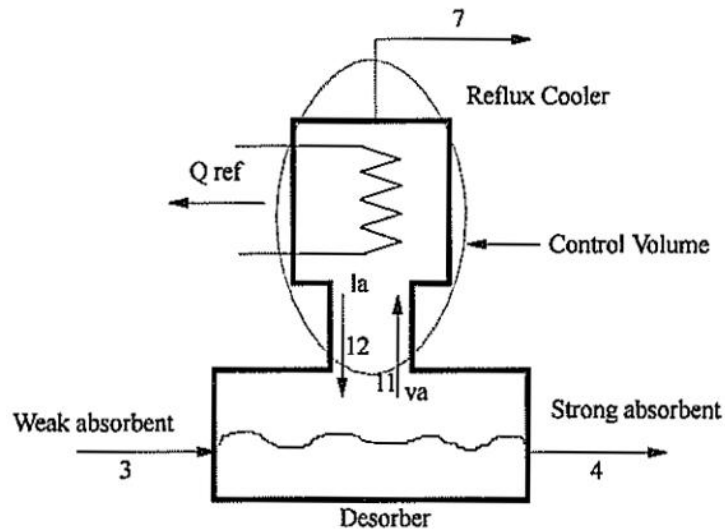


Figura 15 - Modelo de Refrigerador por Refluxo (HEROLD et al., 1996).

Dessa forma, o balanço de massa global (Equação 4.22) e para a amônia (Equação 4.23) são calculados por:

$$m_{va} - m_{la} = m_7 \quad (4.22)$$

$$m_{va} \cdot x_{va} - m_{la} \cdot x_{la} = m_7 \cdot x_7 \quad (4.23)$$

Assim, a massa de refluxo  $m_{la}$  pode ser determinada por:

$$m_{la} = m_7 \cdot \frac{x_7 - x_{va}}{x_{va} - x_{la}} \quad (4.24)$$

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica ao volume de controle temos:

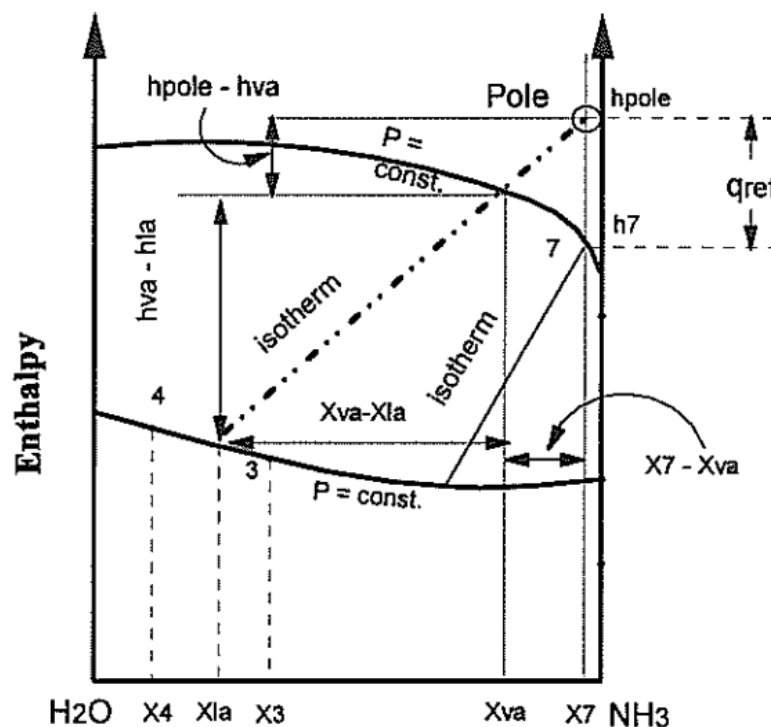
$$Q_{ref} = m_7 \cdot (h_{va} - h_7) + m_{la} \cdot (h_{va} - h_{la}) \quad (4.25)$$

Onde  $Q_{ref}$  representa a quantidade de calor que necessita ser removida para purificar o vapor de amônia. Esse valor pode ser calculado por quilograma de vapor puro gerado (7). Assim temos:

$$q_{ref} = (h_{va} - h_7) + \frac{x_7 - x_{va}}{x_{va} - x_{la}} \cdot (h_{va} - h_{la}) \quad (4.26)$$

A Equação 4.26 revela que a quantidade de calor que necessita ser removida é composta por dois termos. O primeiro refere-se ao resfriamento do fluxo de vapor, enquanto que o segundo refere-se à porção do vapor que será condensada (HEROLD et al., 1996).

A Figura 16 apresenta o diagrama de entalpia em função da fração mássica do processo de refrigeração por refluxo.



**Figura 16 - Processo de Refrigeração por Refluxo (HEROLD et al., 1996).**

Este diagrama é utilizado para calcular todos os pontos do refrigerador. Para construí-lo, assume-se que a pressão constante e que a temperatura de saída do vapor de amônia (7) seja conhecida. Além disso, admite-se que o vapor saindo do gerador está em equilíbrio com a solução, cuja fração mássica equivale à média entre as frações mássicas da solução rica e pobre em absorvente, calculada por  $(x_3 + x_4)/2$  (HEROLD et al., 1996).

Neste diagrama, o polo é determinado pela intersecção da isoterma do vapor que sai do gerador com  $x_{va}$  com a linha de mesma fração mássica do vapor que sai do refrigerador com  $x_7$  (HEROLD et al., 1996). Assim, o calor necessário para o processo de purificação do vapor de amônia é dado por:

$$q_{ref} = h_{pole} - h_7 \quad (4.27)$$

Utilizando essa equação em conjunto com a Equação 4.26, obtemos então:

$$\frac{h_{pole} - h_{va}}{h_{va} - h_{la}} = \frac{x_7 - x_{va}}{x_{va} - x_{la}} \quad (4.28)$$

A Equação 4.28 pode ser obtida diretamente pelo diagrama de processo de refrigeração por refluxo (Figura 16). Para isso, basta notar que a isoterma tracejada determina a hipotenusa de dois triângulos retângulo semelhantes, cujos catetos são  $(h_{va} - h_{la})$  e  $(x_{va} - x_{la})$ , e  $(h_{pole} - h_{va})$  e  $(x_7 - x_{va})$ .



## 5. MODELAGEM

A seguir serão apresentadas as três plantas de cogeração propostas. Basicamente, em todas elas, os gases de escape de uma turbina a gás (modelada por meio do ciclo Brayton) serão conduzidos à caldeira de recuperação (gerador de vapor - GV) da planta do ciclo Kalina, cujo fluxo de saída de sua turbina a vapor será utilizado para gerar vapor de amônia necessário para acionar o ciclo de refrigeração por absorção de amônia. A planta do ciclo Kalina abordada é semelhante à utilizada por (GANESH; SRINIVAS; 1987), sendo recomendada para recuperação de calor na faixa de temperatura entre 200 e 600°C. Além disso, a planta de refrigeração é baseada no sistema de simples efeito (HEROLD et al., 1996).

Com essas configurações, espera-se obter um aproveitamento maior da energia disponibilizada inicialmente na turbina a gás através da queima de combustível, uma vez que menos calor residual será transferido ao meio externo / ambiente. Como resultado, espera-se que a planta de cogeração produza uma quantidade maior de trabalho líquido, assim como, apresente um rendimento térmico mais elevado quando comparado àqueles obtidos pela operação isolada da turbina a gás, já que além de gerar energia elétrica, essas configurações têm como objetivo operar como um sistema de refrigeração.

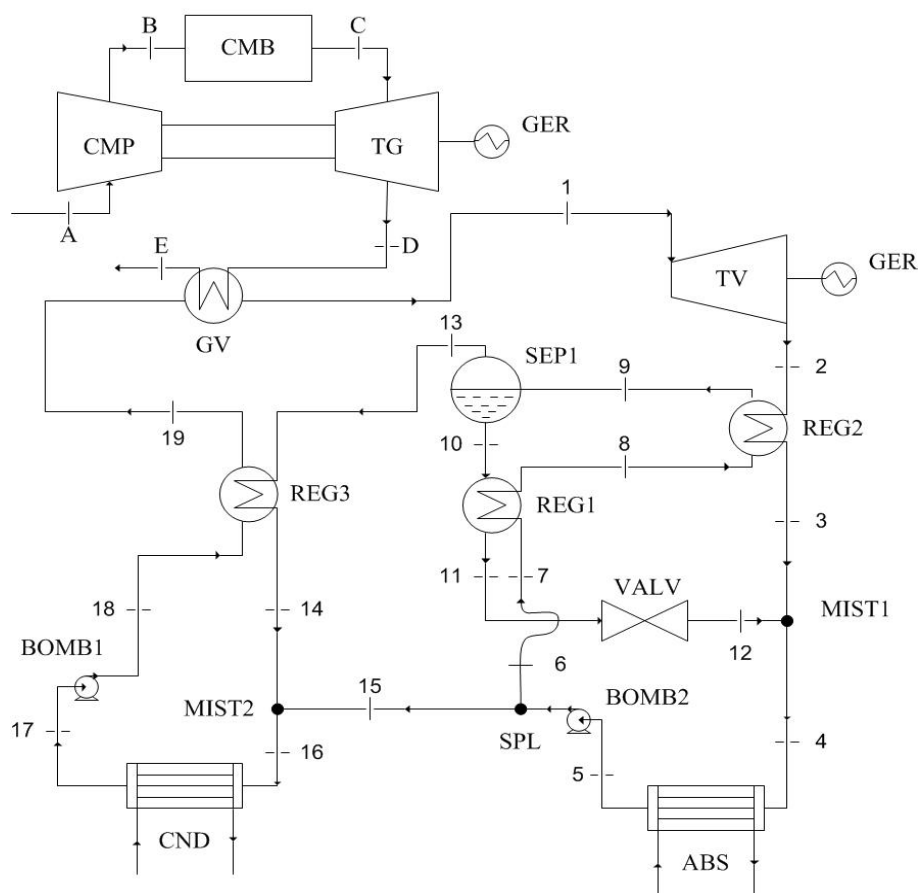
A diferença entre cada uma das plantas propostas reside na maneira pela qual a pressão do fluido de trabalho será elevada, partindo-se da pressão do evaporador do ciclo de refrigeração até alcançar a pressão do condensador do ciclo Kalina. O estudo dessas três configurações é importante, pois visa minimizar o trabalho de compressão requerido, elevando-se dessa maneira o trabalho total líquido gerado.

Vale ressaltar, que o trabalho de compressão, acima citado, acaba sendo significativo em comparação com aquele fornecido pela turbina a vapor. Isso porque, devido à associação do ciclo Kalina com o de refrigeração por absorção de amônia, o fluido de trabalho que sai do absorvedor apresenta fase líquida e de vapor, o que, além de inviabilizar o uso de bombas hidráulicas tradicionais, exige um consumo elevado de trabalho para elevar sua pressão.

Antes de se abordar a planta de cogeração propriamente dita, a planta de ciclo combinado (Configuração 1), composta pelo Kalina e pelo Brayton (Figura 17), será

Com o objetivo de facilitar o entendimento e a modelagem das diferentes configurações, optou-se por utilizar a mesma numeração de estados em todos os casos. Dessa forma, não será necessário repetir todo o equacionamento para as três diferentes configurações de plantas de cogeração, visto que a grande maioria dos seus estados possuem a mesma numeração e as mesmas propriedades.

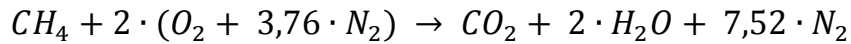
- Processos em regime permanente;
- Variações de energia cinética e potencial do fluxo são consideradas desprezíveis;
- Perdas de pressão ao longo das tubulações e dos trocadores de calor são consideradas desprezíveis;
- As bombas e as turbinas operam de maneira adiabática e, enquanto que os separadores de líquido-vapor de maneira adiabática e isobárica.



27

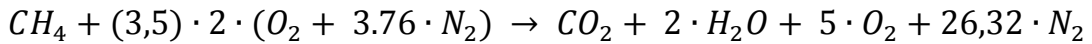
## 5.1 MODELAGEM DA TURBINA A GÁS

Como citado anteriormente, a turbina a gás será modelada com base no Ciclo Brayton, sendo que o combustível a ser injetado na câmara de combustão será o Gás Natural (por simplificação composto apenas pelo Gás Metano), cuja reação de combustão completa é descrita por:



Supõe-se que o ar atmosférico ( $M_{ar} = 28,97 \text{ kg/kmol}$ ), considerado como uma mistura de gases ideais, seja constituído por 21% de Oxigênio e 79% de Nitrogênio, sendo admitido no Compressor (CMP), à condição ambiente (**Estado A**: 25 °C a 100 kPa).

Admite-se ainda que haja um *excesso de ar de 250%*, de forma que a reação de queimado Metano ( $M_{CH_4} = 16,04 \text{ kg/kmol}$ ) ocorra na câmara de combustão (CMB) de acordo com:



O que implica uma Relação Ar-Combustível (RAC) de:

$$RAC = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} = \frac{3,5 \cdot 2 \cdot (1 + 3,76)}{1} \cdot \frac{M_{ar}}{M_{CH_4}} \rightarrow RAC \sim 60 \frac{kg_{ar}}{kg_{comb}} \quad (5.1)$$

Como hipóteses adicionais, será considerado que os gases de saída da câmara de combustão e da turbina possam, assim como o ar atmosférico, ser tratados como misturas de gases perfeitos.

- **Estado A – Entrada do Compressor (CMP)**

$$\left\{ \begin{array}{l} T_A = 25 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ P_A = 100 \text{ kPa} \\ \dot{m}_A = \dot{m}_{ar} = RAC \cdot \dot{m}_{comb} \end{array} \right.$$

- **Estado B – Saída do Compressor (CMP)**

Admitindo-se que o Compressor possua rendimento isentrópico ( $\eta_{Comp,iso}$ ) de 0,85 e que opera com uma razão de pressão ( $r$ ) de 10, o estado isentrópico do ar comprimido é determinado por:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_B = r \cdot P_A \\ T_{B,iso} = T_A \cdot \left( \frac{P_B}{P_A} \right)^{\frac{k-1}{k}} \end{array} \right.$$

Para o ar atmosférico,  $k = 1,4$ .

Assim, a Temperatura do Estado B pode ser calculada por meio do rendimento isentrópico do compressor:

$$\eta_{Comp,iso} = \frac{T_{B,iso} - T_A}{T_B - T_A} \quad (5.2)$$

Logo, o Estado B pode ser determinado através das seguintes propriedades:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_B = r \cdot P_A \\ T_B \\ \dot{m}_B = \dot{m}_A \end{array} \right.$$

- **Estado C – Saída da Câmara de Combustão (CMB)**

O processo de combustão ocorre à pressão constante, de modo que a temperatura de saída dos gases quentes ( $T_C$ ) pode ser determinada a partir da Primeira Lei da Termodinâmica para volumes de controle. Assim temos:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{comb} \cdot PCI + \dot{m}_{comb} \cdot C_{p,comb} \cdot (T_{comb} - T_{ref}) + \\ + \dot{m}_{ar} \cdot C_{p,ar} \cdot (T_B - T_{ref}) = \dot{m}_{GC} \cdot C_{p,GC} \cdot (T_C - T_{ref}) \end{aligned} \quad (5.3)$$

Onde:

- $T_{ref}$  = Temperatura de Referência (25 °C);
- $PCI$  = Poder Calorífico Inferior do Metano, equivalente a 50.010 kJ/kg (Van WYLEN;SONNTAG, 2003, p. 416);
- $C_{p,comb}$  = Calor Específico à Pressão Constante do Combustível;
- $T_{comb}$  = Temperatura de Injeção do Combustível;
- $\dot{m}_{GC}$  = Vazão Mássica dos Gases de Combustão;
- $C_{p,GC}$  = Calor específico à Pressão Constante dos Gases de Combustão (determinado com base em sua composição).

A vazão mássica dos gases de combustão ( $\dot{m}_{GC}$ ) pode ser determinada a partir do balanço de massa, de forma que:

$$\dot{m}_{GC} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot (1 + RAC) \quad (5.4)$$

Supondo que o combustível seja injetado a  $T_{ref}$ , a equação 5.3 pode ser simplificada para:

$$PCI + RAC \cdot C_{p,ar} \cdot (T_B - T_{ref}) = (1 + RAC) \cdot C_{p,GC} \cdot (T_C - T_{ref}) \quad (5.5)$$

O que permite definir completamente o Estado C:

$$\begin{cases} P_C = P_B \\ T_C \\ \dot{m}_C = \dot{m}_{GC} = \dot{m}_{comb} \cdot (1 + RAC) \end{cases}$$

- **Estado D – Saída da Turbina a Gás (TG)**

Admitindo-se que a turbina a gás possua rendimento isentrópico ( $\eta_{TG,iso}$ ) de 0,85, o estado isentrópico do ar após expansão é determinado por:

$$\begin{cases} P_D = P_A \\ T_{D,iso} = T_C \cdot \left(\frac{P_D}{P_C}\right)^{\frac{k-1}{k}} \end{cases}$$

Nesse caso, o coeficiente  $k$  deve ser calculado com base na composição dos gases de combustão. Vale lembrar que para uma mistura de gases perfeitos, o coeficiente  $k$  pode ser calculado através da razão entre seus coeficientes de calor específico à pressão ( $\bar{C}_p$ ) e à volume constantes ( $\bar{C}_v$ ), sendo estes determinados por:

$$\bar{C}_p = \sum_{i=1}^j y_i \cdot \bar{C}_{p,i} \quad (5.6)$$

$$\bar{C}_v = \sum_{i=1}^j y_i \cdot \bar{C}_{v,i} \quad (5.7)$$

Onde  $y_i$  representa a fração molar do componente  $i$ , sendo estabelecido a partir da reação de combustão do Metano com 250% de excesso de ar. Dessa forma temos:

**Tabela 1 - Composição dos Gases de Combustão**

Componente	Nº de Mols	$\bar{C}_{p,i}$ (kJ/kg-k)	$\bar{C}_{v,i}$ (kJ/kg-k)	$y_i$
CO <sub>2</sub>	1,00	0,842	0,653	0,029
H <sub>2</sub> O	2,00	1,872	1,410	0,058
O <sub>2</sub>	5,00	0,922	0,662	0,146
N <sub>2</sub>	26,32	1,042	0,745	0,767

Assim, obtém-se:

$$C_{p,GC} = \bar{C}_p = 1,067 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

$$C_{v,GC} = \bar{C}_v = 0,77 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

$$k = \frac{C_{p,GC}}{C_{v,GC}} = 1,39$$

Em seguida, a Temperatura do Estado D pode ser calculada por meio do rendimento isentrópico da turbina a gás:

$$\eta_{TG,iso} = \frac{T_D - T_C}{T_{D,iso} - T_C} \quad (5.8)$$

Finalmente, o Estado D pode ser determinado através das seguintes propriedades:

$$\begin{cases} P_D = P_A \\ T_D \\ \dot{m}_D = \dot{m}_C \end{cases}$$

- **Estado E – Saída do Gerador de Vapor (GV) do Ciclo Kalina**

$$T_E - T_{19} = 10 \text{ } ^\circ C$$

- **Trabalho Líquido da Turbina a Gás (TG)**

$$\dot{W}_{Liq,TG} = \dot{m}_C \cdot C_{p,GC} \cdot (T_C - T_D) - \dot{m}_A \cdot C_{p,ar} \cdot (T_B - T_A) \quad (5.9)$$

- **Energia Fornecida à Turbina a Gás (TG)**

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{comb} \cdot PCI \quad (5.10)$$

- **Eficiência Térmica do Ciclo Brayton**

$$\eta_{Brayton} = \frac{\dot{W}_{Liq,TG}}{\dot{Q}_H} \quad (5.11)$$

## 5.2 MODELAGEM DO CICLO DE POTÊNCIA KALINA

Para se determinar os estados das mistura de água e amônia ao longo da planta de geração de potência do ciclo Kalina, alguns estados ou propriedades devem ser pré-estabelecidos. Lembrando que  $q$  corresponde à fração de vapor na mistura.

- O Estado 1, fluxo de entrada na turbina a vapor (TV), sempre estará completamente definido. Quando operando em ciclo combinado (Configuração 1), sua concentração de amônia e pressão serão as variáveis paramétricas. Em contrapartida, quando operando em ciclo de cogeração, sua pressão será fixa, tornando então, a pressão de entrada do separador SEP1 (Estado 9) uma variável paramétrica. Em ambos os casos, a temperatura de Estado 1 será estabelecida como 500 °C. Além disso, sua vazão mássica será calculada a partir da primeira Lei da Termodinâmica aplicada ao gerador de vapor (GV), de modo que as vazões dos outros fluxos ao longo da planta Kalina serão determinadas em função desta;
- A pressão de saída dos gases da turbina a vapor (Estado 2) é equivalente à pressão do absorvedor (Estado 5), caso esta esteja operando em ciclo combinado, ou equivalente à pressão do condensador (Estado 22), caso esteja operando em ciclo de cogeração;



- Admite-se que o fluxo no Estado 17, que possui concentração de amônia equivalente ao do Estado 1, saia do condensador (CND) como líquido saturado ( $q = 0$ ) à temperatura de 35 °C. Essa imposição está restrita pela temperatura da água de resfriamento usada no condensador (temperatura ambiente de 25 °C) e pela diferença mínima de temperatura deste trocador de calor (admitida como 10°C);
- De modo semelhante ao Estado 17, para a Configuração 1, o fluxo de saída do absorvedor (Estado 5) sairá do mesmo como líquido saturado ( $q=0$ ) à temperatura de 35°C;
- A concentração de amônia do Estado 9 será estabelecida como 0,4. Este valor foi admitido a partir dos resultados obtidos pelo estudo de (GANESH; SRINIVAS; 1987), onde este afirma que o máximo rendimento e trabalho específico do ciclo Kalina, são obtidos para uma concentração baixa de amônia (0,3) na entrada do separador SEP1. O valor 0,4 foi considerado com o objetivo de aumentar a produção de vapor de amônia na entrada do retificador (RET), quando esta planta de geração de potência estiver operando como ciclo de cogeração. Para a Configuração 1, a temperatura do Estado 9 será considerada como 90 °C, enquanto que para as demais configurações, este valor será uma variável paramétrica. Por fim, nota-se que a pressão deste fluxo é equivalente a do fluxo de saída do condensador (Estado 17);
- Considerando que o processo de separação da mistura que ocorre nos separadores líquido-vapor seja adiabático e isobárico, as temperaturas e as pressões dos fluxos dos Estados 13 e 10 são equivalentes ao do Estado 9. Assumindo-se que o fluxo 13 seja constituído apenas por vapor ( $q=1$ ), assim como, o 10 seja constituído apenas por líquido ( $q=0$ ), suas concentrações de amônia ficam automaticamente estabelecidas, sendo determinadas a partir do Diagrama de Temperatura por Fração Mássica, como indicado na Figura 8.

Como hipótese adicional, considera-se que a Diferença Mínima de Temperatura entre o fluxo de saída do lado quente e de entrada do lado frio dos regeneradores (REG1 e REG3) seja equivalente a 10 °C. Essa hipótese será utilizada uma vez que este trabalho não tem como objetivo determinar as características construtivas dos trocadores de calor. Além disso, ela garante que a temperatura do fluxo do lado quente do trocador sempre seja maior que a do lado frio, o que nem sempre ocorre caso seja estabelecida a Diferença Mínima de Temperatura entre os fluxos de entrada do lado quente e o de saída do lado frio.

Tendo estabelecido estes parâmetros iniciais, torna-se então possível se determinar todos os outros estados ao longo da planta do ciclo Kalina através da aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica e da Lei de Conservação de Massa.

As equações utilizadas para modelar os processos termodinâmicos nos quais participam misturas com dois componentes são apresentadas detalhadamente ao longo da seção 4.1. Dessa forma, a seguir será exibido somente o resultado final de sua aplicação. Essa exibição será feita de maneira sequencial, ou seja, os estados serão definidos de acordo com a sequência que são determinados a partir das propriedades pré-estabelecidas.

- **Estado 1 – Entrada da Turbina a Vapor (TV)**

$$\left\{ \begin{array}{l} P_1 \\ x_1 \\ T_1 = 500 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_{GC} \cdot C_{p,GC} \cdot (T_D - T_E)}{h_1 - h_{19}} \end{array} \right.$$

- **Estado 17 – Saída do Condensador (CND)**

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{17} = 35 \text{ } ^\circ\text{C} \\ x_{17} = x_1 \\ \dot{m}_{17} = \dot{m}_1 \\ q_{17} = 0 \text{ (Líquido Saturado)} \end{array} \right.$$

- **Estado 18 – Saída da Bomba de Alta Pressão (BOMB1)**

$$\text{Estado Isentrópico:} \begin{cases} x_{18} = x_1 \\ P_{18} = P_1 \\ s_{18} = s_{17} \end{cases}$$

A entalpia do Estado 18 pode ser calculada por meio do rendimento isentrópico da bomba. Assim, temos:

$$\eta_{Bomba,iso} = \frac{h_{18s} - h_{17}}{h_{18} - h_{17}} \quad (5.12)$$

Logo, o Estado 18 pode ser determinado através das seguintes propriedades:

$$\begin{cases} x_{18} = x_1 \\ P_{18} = P_1 \\ h_{18} \\ \dot{m}_{18} = \dot{m}_1 \end{cases}$$

- **Balanco de Massa e Concentração**

Para prosseguir com a determinação dos estados, é necessário realizar um balanço de massa de forma a se determinar não só as vazões mássicas, mas também suas respectivas concentrações de amônia.

O objetivo principal é se determinar as vazões mássicas dos Estados 9 e 15 de forma a se atingir a concentração de amônia estabelecida no Estado 9 a partir daquela estabelecida no 1.

A partir da temperatura, concentração de amônia e pressão do Estado 9, torna-se possível determinar com o uso do Diagrama de Temperatura por Fração Mássica a fração de vapor presente na mistura ( $q_9$ ). Essa fração, determinada através da regra da alavanca para misturas binárias, é calculada por:

$$q_9 = \frac{\dot{m}_{13}}{\dot{m}_9} = \frac{x_9 - x_{10}}{x_{13} - x_{10}} \quad (5.13)$$

Assim, as vazões mássicas do Estado 13 e 10 podem ser obtidas pelo balanço de massa, de forma que:

$$\dot{m}_{13} = q_9 \cdot \dot{m}_9 \quad (5.14)$$

$$\dot{m}_{10} = (1 - q_9) \cdot \dot{m}_9 \quad (5.15)$$

De modo semelhante, a fração de líquido presente na mistura, também pode ser calculada pela regra da alavanca. Assim, temos:

$$\frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_9} = \frac{x_{13} - x_9}{x_{13} - x_{10}} \quad (5.16)$$

Aplicando o balanço de massa no Misturador MIST1, temos:

$$\dot{m}_{12} + \dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (5.17)$$

$$\dot{m}_{12} \cdot x_{12} + \dot{m}_3 \cdot x_3 = \dot{m}_4 \cdot x_4 \quad (5.18)$$

$$\frac{\dot{m}_{12}}{\dot{m}_3} = \frac{x_3 - x_4}{x_4 - x_{12}} \quad (5.19)$$

Onde:

$$\begin{cases} \dot{m}_3 = \dot{m}_1 \\ \dot{m}_{12} = \dot{m}_{10} \end{cases} \quad e \quad \begin{cases} x_3 = x_1 \\ x_4 = x_9 \\ x_{12} = x_{10} \end{cases}$$

Dessa forma, temos:

$$\frac{\dot{m}_{12}}{\dot{m}_3} = \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_1} = \frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \rightarrow \dot{m}_{10} = \left( \frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right) \cdot \dot{m}_1 \quad (5.20)$$

Assim, torna-se possível determinar o fluxo mássico do Estado 9 a partir das equações (5.13), (5.16) e (5.20). Portanto:

$$\dot{m}_9 = \frac{1}{q_9} \cdot \left( \frac{x_1 - x_9}{x_{13} - x_9} \right) \cdot \dot{m}_1 \quad (5.21)$$

Agora, a vazão mássica do Estado 15 pode ser determinada a partir do balanço de massa no Misturador MIST2:

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{15} \rightarrow \dot{m}_1 = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{15} \quad (5.22)$$

$$\therefore \dot{m}_{15} = \dot{m}_1 - q_9 \cdot \dot{m}_9 \quad (5.23)$$

Por fim, falta apenas se determinar as propriedades do fluxo mássico do Estado 4, cuja concentração de amônia é igual ao do Estado 9. Assim, sua vazão mássica pode ser calculada por:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{12} + \dot{m}_3 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_1 \quad (5.24)$$

- **Estado 9 – Entrada do Separador Líquido-Vapor (SEP1)**

$$\left\{ \begin{array}{l} x_9 = 0,4 \\ T_9 = 90 \text{ } ^\circ\text{C} \\ P_9 = P_{17} \\ \dot{m}_9 = \frac{1}{q_9} \cdot \left( \frac{x_1 - x_9}{x_{13} - x_9} \right) \cdot \dot{m}_1 \end{array} \right.$$

- **Estado 13 – Saída do Separador SEP1 (Vapor)**

Processo de Separação Isotérmico e Isobárico.

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{13} = T_9 \\ P_{13} = P_9 \\ q_{13} = 1 \text{ (Vapor Saturado)} \\ \dot{m}_{13} = q_9 \cdot \dot{m}_9 \end{array} \right.$$

- **Estado 10 – Saída do Separador SEP1 (Líquido)**

Processo de Separação Isotérmico e Isobárico.

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{10} = T_9 \\ P_{10} = P_9 \\ q_{10} = 1 \text{ (Líquido Saturado)} \\ \dot{m}_{10} = (1 - q_9) \cdot \dot{m}_9 \end{array} \right.$$

- **Estado 5 – Saída do Absorvedor (ABS)**

$$\left\{ \begin{array}{l} T_5 = 35 \text{ }^\circ\text{C} \\ x_5 = x_9 \\ q_5 = 0 \text{ (Líquido Saturado)} \\ \dot{m}_5 = \dot{m}_4 \end{array} \right.$$

- **Estado 6 – Saída da Bomba de Baixa Pressão (BOMB2)**

$$\text{Estado Isentrópico: } \left\{ \begin{array}{l} x_6 = x_9 \\ P_6 = P_{17} \\ s_6 = s_5 \end{array} \right.$$

A entalpia do Estado 6 pode ser calculada por meio do rendimento isentrópico da bomba. Assim, temos:

$$\eta_{Bomb,iso} = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (5.25)$$

Logo, o Estado 6 pode ser determinado através das seguintes propriedades:

$$\begin{cases} x_6 = x_9 \\ P_6 = P_{17} \\ h_6 \\ \dot{m}_6 = \dot{m}_5 \end{cases}$$

- **Estado 7 – Saída do Separador de Mistura (SPL)**

$$\begin{cases} x_7 = x_6 \\ P_7 = P_6 \\ T_7 = T_6 \\ \dot{m}_7 = \dot{m}_9 \end{cases}$$

- **Estado 15 – Saída do Separador de Mistura (SPL)**

$$\begin{cases} x_{15} = x_6 \\ P_{15} = P_6 \\ T_{15} = T_6 \\ \dot{m}_{15} = \dot{m}_1 - q_9 \cdot \dot{m}_9 \end{cases}$$

- **Estado 11 – Saída do Regenerador REG1**

$$\begin{cases} x_{11} = x_{10} \\ P_{11} = P_{10} \\ T_{11} - T_7 = 10^\circ\text{C} \\ \dot{m}_{11} = \dot{m}_{10} \end{cases}$$

- **Estado 12 – Saída da Válvula de Expansão (VALV)**

Assume-se que o Processo de Estrangulamento que ocorre na válvula seja adiabático e, portanto, isoentálpico (HEROLD et al., 1996).

$$\begin{cases} x_{12} = x_{11} \\ P_{12} = P_5 \\ h_{12} = h_{11} \\ \dot{m}_{12} = \dot{m}_{11} \end{cases}$$

- **Estado 8 – Saída / Entrada do Regenerador REG1 / REG2**

Aplicando-se a Primeira Lei da Termodinâmica no regenerador REG1, é possível obter-se a entalpia do Estado 8. Assim, temos:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{10} \cdot (h_{10} - h_{11}) = \dot{m}_9 \cdot (h_8 - h_7) \quad (5.26)$$

Logo, o Estado 8 pode ser determinado através das seguintes propriedades:

$$\begin{cases} x_8 = x_9 \\ P_8 = P_9 \\ h_8 \\ \dot{m}_8 = \dot{m}_9 \end{cases}$$

- **Estado 2 – Saída da Turbina a Vapor (TV)**

$$\text{Estado Isentrópico: } \begin{cases} x_2 = x_1 \\ P_2 = P_5 \\ s_2 = s_1 \end{cases}$$

A entalpia do Estado 2 pode ser calculada por meio do rendimento isentrópico da turbina a vapor. Assim, temos:

$$\eta_{TV,iso} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (5.27)$$



Logo, o Estado 2 pode ser determinado através das seguintes propriedades:

$$\begin{cases} x_2 = x_1 \\ P_2 = P_5 \\ h_2 \\ \dot{m}_2 = \dot{m}_1 \end{cases}$$

- **Estado 3 – Saída do Regenerador REG2**

Aplicando-se a Primeira Lei da Termodinâmica no regenerador REG2, é possível obter-se a entalpia do Estado 3. Assim, temos:

$$\dot{Q} = \dot{m}_3 \cdot (h_2 - h_3) = \dot{m}_9 \cdot (h_9 - h_8) \quad (5.28)$$

Logo, o Estado 3 pode ser determinado através das seguintes propriedades:

$$\begin{cases} x_3 = x_1 \\ P_3 = P_2 \\ h_3 \\ \dot{m}_3 = \dot{m}_2 \end{cases}$$

- **Estado 4 – Entrada do Absorvedor (ABS)**

A entalpia do Estado 4 é determinada por:

$$h_4 = f_4 \cdot h_3 + (1 - f_4) \cdot h_{12} \quad (5.29)$$

Sendo o coeficiente  $f_4$  calculado da seguinte forma:

$$f_4 = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_4} = \frac{x_4 - x_{12}}{x_3 - x_{12}} \quad (5.30)$$

Assim, o Estado 4 pode ser determinado através das seguintes propriedades:

$$\begin{cases} x_4 = x_9 \\ P_4 = P_5 \\ h_4 \\ \dot{m}_4 \end{cases}$$

- **Estado 14 – Saída do Regenerador REG3**

$$\begin{cases} x_{14} = x_{13} \\ P_{14} = P_{17} \\ T_{14} - T_{18} = 10 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \dot{m}_{14} = \dot{m}_{13} \end{cases}$$

- **Estado 19 – Saída do Regenerador REG3**

Aplicando-se a Primeira Lei da Termodinâmica no regenerador REG3, é possível obter-se a entalpia do Estado 19. Assim, temos:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{14} \cdot (h_{13} - h_{14}) = \dot{m}_{19} \cdot (h_{19} - h_{18}) \quad (5.31)$$

Assim, o Estado 19 pode ser determinado através das seguintes propriedades:

$$\begin{cases} x_{19} = x_1 \\ P_{19} = P_1 \\ h_{19} \\ \dot{m}_{19} = \dot{m}_1 \end{cases}$$

- **Estado 16 – Entrada do Condensador (CND)**

A entalpia do Estado 16 é determinada por:

$$h_{16} = f_{16} \cdot h_{14} + (1 - f_{16}) \cdot h_{15} \quad (5.32)$$

Sendo o coeficiente  $f_{16}$  calculado da seguinte forma:

$$f_{16} = \frac{m_{14}}{m_{16}} = \frac{x_{16} - x_{15}}{x_{14} - x_{15}} \quad (5.33)$$

Assim, o Estado 16 pode ser determinado através das seguintes propriedades:

$$\begin{cases} x_{16} = x_1 \\ P_{16} = P_{17} \\ h_{16} \\ \dot{m}_{16} = \dot{m}_1 \end{cases}$$

- **Trabalho Realizado pela Turbina a Vapor (TV)**

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) \quad (5.34)$$

- **Trabalho de Acionamento das Bombas**

$$\dot{W}_{B,Kalina} = \dot{m}_5 \cdot (h_6 - h_5) + \dot{m}_{18} \cdot (h_{18} - h_{17}) \quad (5.35)$$

- **Trabalho Líquido do Ciclo Kalina**

$$\dot{W}_{Liq,TV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{B,Kalina} \quad (5.36)$$

- **Eficiência do Ciclo Kalina**

$$\eta_{Kalina} = \frac{\dot{W}_{Liq,TV}}{\dot{Q}_{H,Kalina}} = \frac{\dot{W}_{TV} - \dot{W}_{B,Kalina}}{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{19})} \quad (5.37)$$

- ***Eficiência Térmica Global do Ciclo Combinado***

$$\eta_{Global} = \frac{\dot{W}_{Liq,TG} + \dot{W}_{Liq,TV}}{\dot{Q}_H} = \frac{\dot{W}_{Liq,TG} + \dot{W}_{Liq,TV}}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI} \quad (5.38)$$

### **5.3 MODELAGEM DA PLANTA DE COGERAÇÃO**

Como citado anteriormente, serão propostas três diferentes configurações para o ciclo de refrigeração, todas elas adaptadas a partir do ciclo refrigeração por absorção de amônia de simples efeito, para que possam ser integradas ao ciclo combinado.

A Figura 18 ilustra a primeira configuração proposta para a planta de cogeração.

Como pode ser observada, a principal adaptação consiste na utilização de um separador de líquido-vapor (SEP2), ao invés de um gerador de vapor, como presente tradicionalmente. Dessa forma, não há a necessidade de fornecimento de calor para acionar o sistema de refrigeração, visto que o fluxo do Estado 4, proveniente do ciclo Kalina, encontra-se no estado saturado, sendo portanto, constituído de uma mistura de líquido e vapor. Assim, toda a entalpia presente nos gases de exaustão da turbina agás pode ser direcionada para o ciclo Kalina, elevando-se sua vazão mássica de operação e consequentemente, o trabalho gerado pela turbina a vapor.

Sem a presença desse gerador, o fluxo de saída do absorvedor (ABS) deve ser então conduzido de volta para o ciclo Kalina, tendo então, sua pressão elevada até a pressão do condensador (Estado 17) do mesmo. Como neste fluxo, o fluido de trabalho apresenta fase de vapor e de líquido, diferentes métodos foram propostos para realizar esse aumento de pressão.



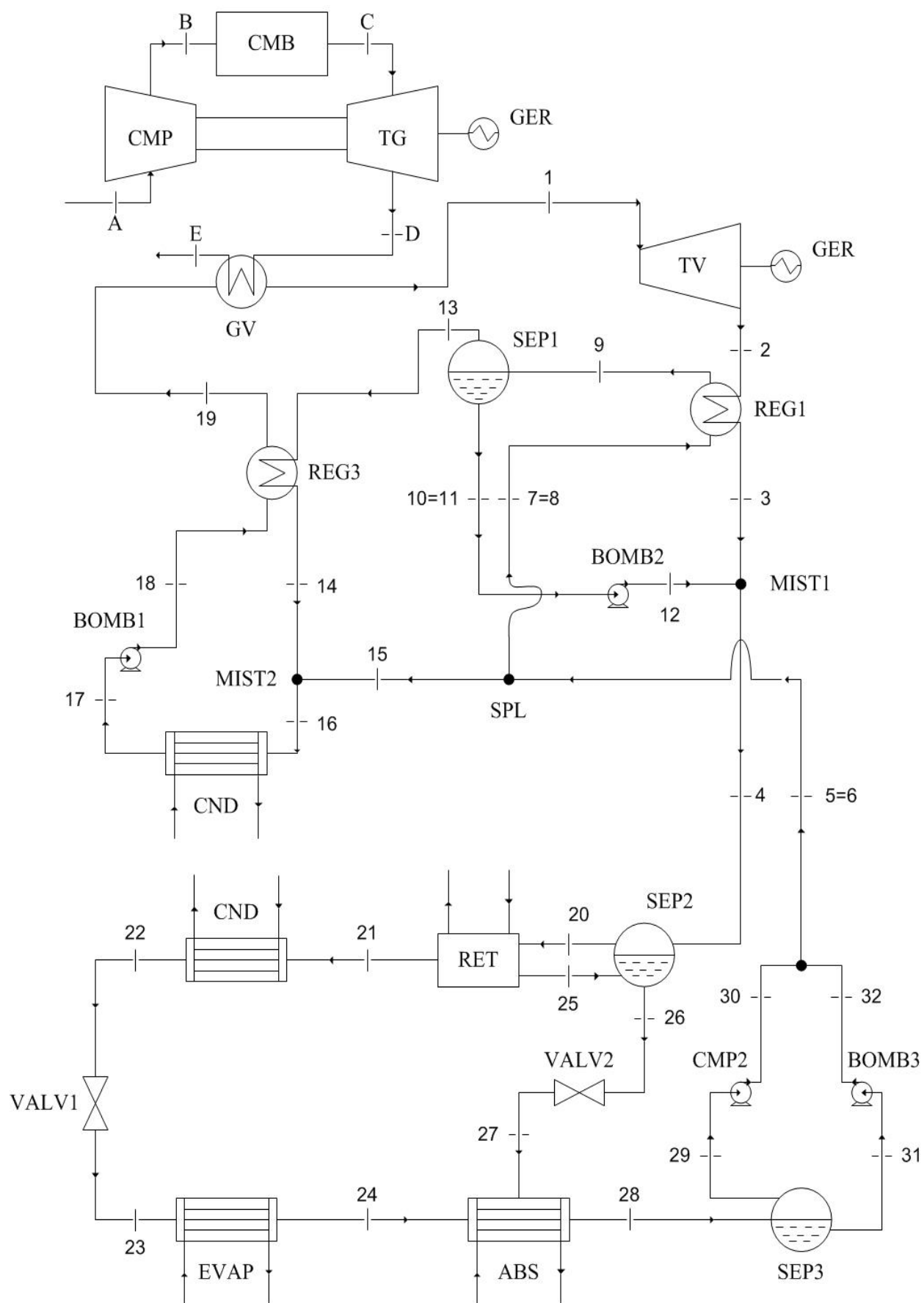


Figura 19 - Configuração 3: Planta de Cogeração

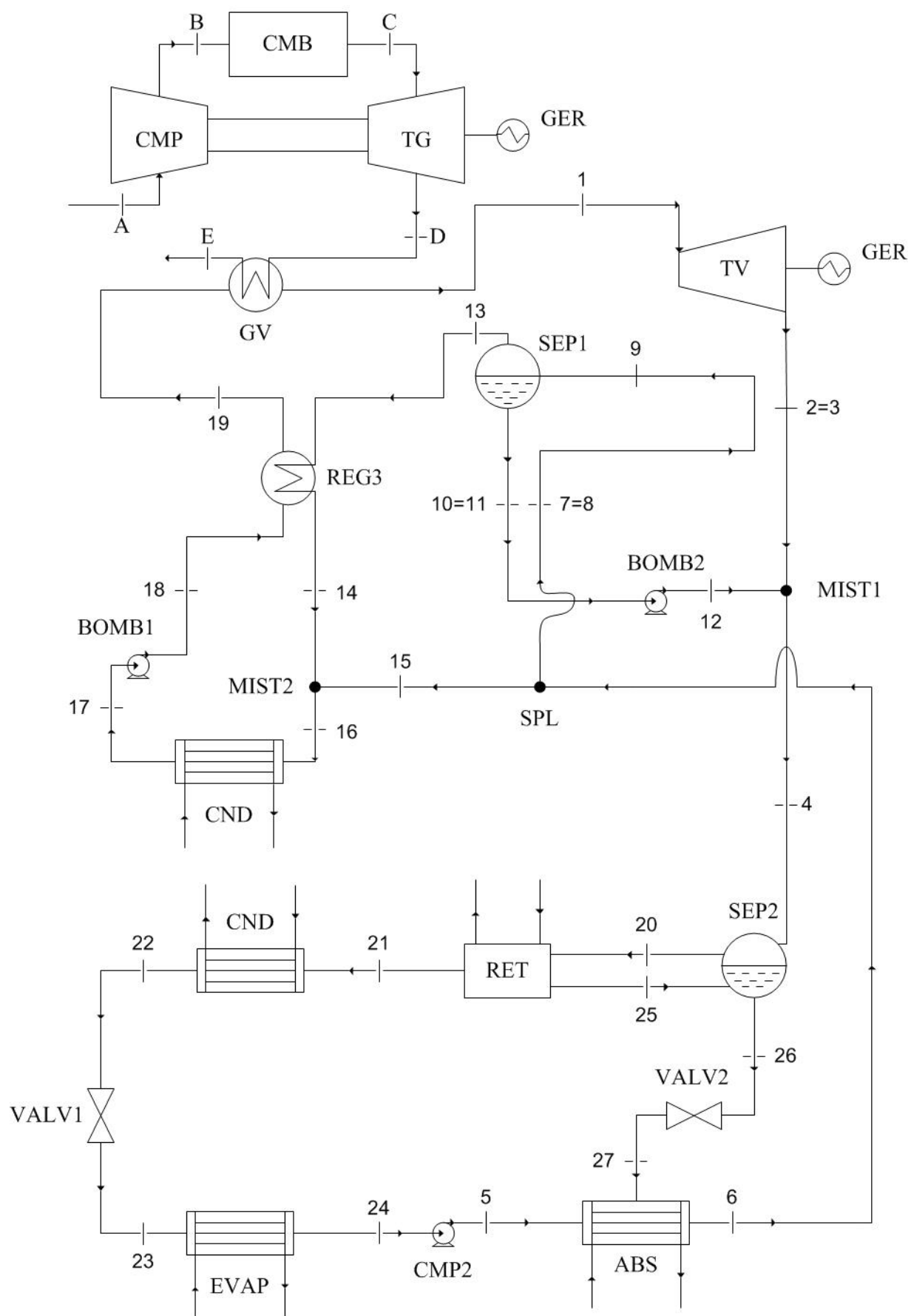


Figura 20 - Configuração 4: Planta de Cogeração

- Na Configuração 2 (Figura 18), há a utilização de uma bomba multifásica (BMBMF), apresentando esta, um baixo rendimento isoentrópico (40%). Assim como nas turbinas a vapor, a presença de amônia no fluido de trabalho, não impede que bombas multifásicas tradicionais possam ser utilizadas;
- Na Configuração 3 (Figura 19), o fluxo de saída do absorvedor (Estado 28) é separado no separador adiabático de líquido-vapor (SEP3), sendo a pressão do vapor elevada através de um compressor (CMP2) e, a do líquido, através de uma bomba hidráulica tradicional (BOMB3);
- Por fim, na Configuração 4 (Figura 20), um compressor (CMP2) é utilizado para elevar a pressão do fluxo de saída do evaporador (Estado 24). Vale ressaltar que, diferentemente das configurações anteriores, nesta, o absorvedor opera em um nível de pressão superior ao do evaporador. Dessa forma, a válvula de expansão (VALV2) deve reduzir a pressão do fluxo 26 para a mesma pressão do Estado 5 (equivalente a do Estado 17) ao invés de para a mesma pressão do Estado 24, como ocorria anteriormente.

Esse processo de pressurização, da maneira que ocorre na Configuração 4, acaba elevando de maneira significativa a temperatura do fluido de trabalho. Dessa forma, o absorvedor (ABS) será responsável por resfriar a temperatura da mistura até a temperatura estabelecida para o Estado 9, dispensando assim, a utilização do regenerador REG2.

Por fim, como dito anteriormente, diferentemente da Configuração 1, na qual pressão de saída dos gases da turbina a vapor (TV) era equivalente a pressão do Estado 5 (saída do absorvedor), nas configurações das plantas de cogeração, esta pressão passa a ser equivalente à pressão do Estado 22 (Líquido Saturado à 30 °C, cuja concentração é determinada na saída do retificador). Dessa forma, como a pressão do Estado 17, em geral, será inferior a do Estado 2, a válvula de expansão que conectava os Estados 11 e 12 (VALV) foi substituída por uma bomba hidráulica (BOMB2). Isso inviabiliza a utilização do regenerador REG1, já que se o líquido



saturado proveniente do separador SEP1 (Estado 10) fosse aquecido, haveria vapor na mistura, exigindo uma elevada quantidade de trabalho para aumentar a pressão da mesma.

Com a ausência destes regeneradores, por simplicidade, o Estado 11 passa a ser equivalente ao 10, assim como 8 ao 7 e, exclusivamente para a Configuração 4, o Estado 9 passa se equivalente ao 8 e o 2 ao 3.

Para se determinar os estados das mistura de água e amônia ao longo do ciclo de refrigeração por absorção, alguns estados ou propriedades devem ser pré-estabelecidos.

- O Estado 4, fluxo de entrada no separador de líquido-vapor SEP2, sempre estará completamente definido, já que este é oriundo da planta de Geração de Potência, sendo sua pressão, equivalente a do Estado 22;
- Com base no processo de purificação do vapor de amônia, explicado anteriormente, admite-se que os fluxos de entrada (Estado 20) e saída (Estado 25) do retificador (RET) encontram-se em equilíbrio, estando dessa maneira, em seus respectivos estados saturados (vapor e líquido) a mesma temperatura e pressão do Estado 4;
- Admite-se que o fluxo no Estado 21 saia do retificador (RET) como vapor saturado à concentração de amônia de 0,9995;
- Assume-se que o fluxo de saída do condensador (Estado 22) seja líquido saturado à temperatura de 30 °C;
- Para as Configurações 2 e 3, a temperatura de saída do absorvedor (Estado 28) é admitida como sendo 30 °C com o intuito de diminuir a porção de vapor da mistura e, conseqüentemente, o trabalho consumido para elevar sua pressão;
- Por fim, é considerado que o fluxo no Estado 24 saia do evaporador (EVAP) como vapor saturado ( $q = 1$ ) à temperatura de -10 °C.

Tendo estabelecido estes parâmetros iniciais, torna-se então possível se determinar todos os outros estados ao longo da planta de refrigeração através da aplicação da Primeira da Termodinâmica e da Lei de Conservação de Massa.

De maneira semelhante à realizada durante a modelagem do ciclo Kalina, a seguir serão exibidas, de maneira sequencial, as equações utilizadas para determinar todos os estados termodinâmicos ao longo do ciclo de refrigeração por absorção de amônia.

- **Estado 22 – Saída do Condensador (CND)**

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{22} = x_{21} \\ T_{22} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ q_{22} = 0 \text{ (Líquido Saturado)} \\ \dot{m}_{22} = \dot{m}_{21} \end{array} \right.$$

- **Estado 20 – Saída do Separador SEP2 (Vapor)**

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{20} = T_4 \\ P_{20} = P_{22} \\ q_{20} = 1 \text{ (Vapor Saturado)} \\ \dot{m}_{20} = \dot{m}_4 \cdot q_4 \end{array} \right.$$

- **Estado 25 – Saída do Retificador RET (Líquido de Refluxo)**

A vazão mássica do Estado 25 pode ser obtida a partir da Lei de Conservação de Massa aplicado no retificador.

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{25} = T_{20} \\ P_{25} = P_{22} \\ q_{25} = 0 \text{ (Líquido Saturado)} \\ \dot{m}_{25} = \left( \frac{x_{21} - x_{20}}{x_{21} - x_{25}} \right) \cdot \dot{m}_{20} \end{array} \right.$$

- **Estado 21 – Saída do Retificador (RET)**

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{21} = 0,9995 \\ P_{21} = P_{22} \\ q_{21} = 1 \text{ (Vapor Saturado)} \\ \dot{m}_{21} = \dot{m}_{20} - \dot{m}_{25} \end{array} \right.$$

- **Estado 26 – Saída Separador de Líquido – Vapor (SEP2)**

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{26} = P_{22} \\ x_{26} = \frac{\dot{m}_4 \cdot x_4 + \dot{m}_{25} \cdot x_{25} - \dot{m}_{20} \cdot x_{20}}{\dot{m}_{26}} \\ h_{26} = \frac{\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_{25} \cdot h_{25} - \dot{m}_{20} \cdot h_{20}}{\dot{m}_{26}} \end{array} \right.$$

- **Estado 24 – Saída do Evaporador (EVAP)**

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{24} = -10 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ x_{24} = x_{21} \\ q_{24} = 1 \text{ (Vapor Saturado)} \\ \dot{m}_{24} = \dot{m}_{23} \end{array} \right.$$

- **Estado 23 – Saída da Válvula de Expansão (VALV1)**

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{23} = x_{22} \\ P_{23} = P_{24} \\ h_{23} = h_{22} \\ \dot{m}_{23} = \dot{m}_{22} \end{array} \right.$$

- **Estado 27 – Entrada no Absorvedor ABS (Configuração 2 e 3)**

$$\begin{cases} x_{27} = x_{26} \\ P_{27} = P_{24} \\ h_{27} = h_{26} \\ \dot{m}_{27} = \dot{m}_{26} \end{cases}$$

- **Estado 27 – Entrada no Absorvedor ABS (Configuração 4)**

$$\begin{cases} x_{27} = x_{26} \\ P_{27} = P_{17} \\ h_{27} = h_{26} \\ \dot{m}_{27} = \dot{m}_{26} \end{cases}$$

- **Estado 28– Saída do Absorvedor ABS (Configuração 2 e 3)**

$$\begin{cases} x_{28} = x_4 \\ P_{28} = P_{24} \\ T_{28} = 30\text{ }^{\circ}\text{C} \\ \dot{m}_{28} = \dot{m}_4 \end{cases}$$

- **Estado 29 – Saída do Separador SEP3 (Configuração 3)**

$$\begin{cases} T_{29} = T_{28} \\ P_{29} = P_{28} \\ q_{29} = 1 \text{ (Vapor Saturado)} \\ \dot{m}_{29} = \dot{m}_{28} \cdot q_{28} \end{cases}$$

- **Estado 30 – Saída do Compressor CMP2 (Configuração 3)**

$$\text{Estado Isentrópico: } \begin{cases} x_{30} = x_{29} \\ P_{30} = P_{17} \\ s_{30} = s_{29} \end{cases}$$

A entalpia do Estado 30 pode ser calculada por meio do rendimento isentrópico do compressor. Assim, temos:

$$\eta_{Comp,iso} = \frac{h_{30s} - h_{29}}{h_{30} - h_{29}} \quad (5.39)$$

Logo, o Estado 30 pode ser determinado através das seguintes propriedades:

$$\begin{cases} x_{30} = x_{29} \\ P_{30} = P_{17} \\ h_{30} \\ \dot{m}_{30} = \dot{m}_{29} \end{cases}$$

- **Estado 31 – Saída do Separador SEP3 (Configuração 3)**

$$\begin{cases} T_{31} = T_{28} \\ P_{31} = P_{28} \\ q_{31} = 0 \text{ (Líquido Saturado)} \\ \dot{m}_{31} = \dot{m}_{28} \cdot (1 - q_{28}) \end{cases}$$

- **Estado 32 – Saída da Bomba BOMB3 (Configuração 3)**

$$\text{Estado Isentrópico: } \begin{cases} x_{32} = x_{31} \\ P_{32} = P_{17} \\ s_{32} = s_{31} \end{cases}$$

A entalpia do Estado 32 pode ser calculada por meio do rendimento isentrópico da bomba. Assim, temos:

$$\eta_{Bomb,iso} = \frac{h_{32s} - h_{31}}{h_{32} - h_{31}} \quad (5.40)$$

Logo, o Estado 32 pode ser determinado através das seguintes propriedades:

$$\begin{cases} x_{32} = x_{31} \\ P_{32} = P_{17} \\ h_{32} \\ \dot{m}_{32} = \dot{m}_{31} \end{cases}$$

- **Estado 5 – Saída da Bomba Multifásica BMBMF (Configuração 2)**

$$\text{Estado Isentrópico: } \begin{cases} x_5 = x_4 \\ P_5 = P_{17} \\ s_5 = s_{28} \end{cases}$$

A entalpia do Estado 5 pode ser calculada por meio do rendimento isentrópico da bomba multifásica. Assim, temos:

$$\eta_{Bomb\_Multi,iso} = \frac{h_{5s} - h_{28}}{h_5 - h_{28}} \quad (5.41)$$

Logo, o Estado 5 pode ser determinado através das seguintes propriedades:

$$\begin{cases} x_5 = x_4 \\ P_5 = P_{17} \\ h_5 \\ \dot{m}_5 = \dot{m}_4 \end{cases}$$

- **Estado 5 – Saída do Misturador MIST3 (Configuração 3)**

$$\left\{ \begin{array}{l} x_5 = x_4 \\ P_5 = P_{17} \\ \dot{m}_5 = \dot{m}_4 \\ h_5 = \frac{\dot{m}_{30} \cdot h_{30} + \dot{m}_{32} \cdot h_{32}}{\dot{m}_5} \end{array} \right.$$

- **Estado 5 – Saída do Compressor CMP2 (Configuração 4)**

$$\text{Estado Isentrópico: } \left\{ \begin{array}{l} x_5 = x_{24} \\ P_5 = P_{17} \\ s_5 = s_{24} \end{array} \right.$$

A entalpia do Estado 5 pode ser calculada por meio do rendimento isentrópico do compressor. Assim, temos:

$$\eta_{Comp,iso} = \frac{h_{5s} - h_{24}}{h_5 - h_{24}} \quad (5.42)$$

Logo, o Estado 5 pode ser determinado através das seguintes propriedades:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_5 = x_{24} \\ P_5 = P_{17} \\ h_5 \\ \dot{m}_5 = \dot{m}_{24} \end{array} \right.$$

- **Estado 12 – Saída da Bomba BOMB2 (Configuração 2,3 e 4)**

$$\text{Estado Isentrópico: } \begin{cases} x_{12} = x_{10} \\ P_{12} = P_{22} \\ s_{12} = s_{10} \end{cases}$$

A entalpia do Estado 12 pode ser calculada por meio do rendimento isentrópico da bomba. Assim, temos:

$$\eta_{Bomb,iso} = \frac{h_{12s} - h_{10}}{h_{12} - h_{10}} \quad (5.43)$$

Logo, o Estado 12 pode ser determinado através das seguintes propriedades:

$$\begin{cases} x_{12} = x_{10} \\ P_{12} = P_{22} \\ h_{12} \\ \dot{m}_{12} = \dot{m}_{10} \end{cases}$$

- **Carga Térmica no Evaporador (EVAP)**

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{24} \cdot (h_{24} - h_{23}) \quad (5.44)$$

#### 5.4 PARÂMETROS DE OPERAÇÃO DA PLANTA DE COGERAÇÃO

O trabalho líquido total, o COP (Coeficiente de Performance) e as eficiências térmica e exergética global são os parâmetros a serem utilizados para avaliar o funcionamento das plantas de cogeração propostas. Vale ressaltar que o trabalho



líquido passa a ser calculado de maneira diferente daquele calculado para o ciclo combinado. Assim, temos:

$$\dot{W}_{Liq,TOT} = \dot{W}_{Liq,TG} + \dot{W}_{Liq,TV} \quad (5.45)$$

$$\dot{W}_{Liq,TV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{B,Kalina} - \dot{W}_{Refr} \quad (5.46)$$

$$\dot{W}_{B,Kalina} = \dot{m}_{11} \cdot (h_{12} - h_{11}) + \dot{m}_{18} \cdot (h_{18} - h_{17}) \quad (5.47)$$

Para a Configuração 2 e 3, temos:

$$\dot{W}_{Refr} = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_{28}) \quad (5.48)$$

Já para a Configuração 4:

$$\dot{W}_{Refr} = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_{24}) \quad (5.49)$$

Finalmente, podemos calcular os rendimentos térmicos ( $\eta_{Global}$ ) e exergéticos ( $\eta_{Exergético}$ ) globais, assim como o COP (Coeficiente de Performance) através das seguintes equações:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{m}_4 \cdot (h_4 - h_6) + \dot{W}_{Refr}} \quad (5.50)$$

$$\eta_{Global} = \frac{\dot{W}_{Liq,TOT} + \dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = \frac{\dot{W}_{Liq,TOT} + \dot{Q}_L}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI} \quad (5.51)$$

$$\eta_{Exergético} = \frac{\dot{W}_{Liq,TOT} + \dot{Q}_L \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{\bar{T}_{Refr}}\right)}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI \cdot 1,04} \quad (5.52)$$

Lembrando que para o cálculo do rendimento exergético,  $T_{amb}$  corresponde à temperatura média do ambiente (25 °C / 273 K), enquanto que  $\bar{T}_{Ref}$  corresponde à temperatura média do fluido que está sendo resfriado. Esta será considerada como sendo -5 °C (268 K). Além disso, o fator 1,04 é responsável por converter o Poder Calorífico Inferior do Combustível em sua respectiva exergia química.

## 6. PARÂMETROS DE SIMULAÇÃO

A seguir serão descritos os parâmetros a serem utilizados durante a simulação da planta de ciclo combinado e de cogeração. Alguns deles já foram descritos anteriormente, mas serão aqui exibidos novamente.

Vale ressaltar que a simulação das diferentes configurações será realizada através do software EES (Engineering Equation Solver), que utiliza a função NH3H2O para determinar as propriedades da mistura de água e amônia.

**Tabela 2 – Parâmetros da Combustão do Gás Natural (Metano)**

Vazão Mássica de Combustível	$\dot{m}_{comb}$	1 kg/s
Poder Calorífico Inferior	$PCI$	50.010 kJ/kg
Temperatura de Injeção	$T_{comb}$	25 °C
Excesso de Ar	$e$	250%
Relação Ar-Combustível	RAC	60
Razão de Pressão	$r$	10

**Tabela 3 - Calor Específico à Pressão Constante**

Ar Atmosférico	$C_{p,ar}$	1,004 kJ/kg.K
Gases de Combustão	$C_{p,GC}$	1,067 kJ/kg.K

**Tabela 4 - Coeficientes  $k = C_p / C_v$**

Ar Atmosférico	1,40
Gases de Combustão	1,39

**Tabela 5 - Diferença Mínima de Temperatura**

Regenerador (REG1)	$T_{11} - T_{17}$	10 °C
Regenerador (REG3)	$T_{13} - T_{19}$	10 °C
Gerador de Vapor (GV)	$T_E - T_{19}$	10 °C

**Tabela 6—Principais Hipóteses Consideradas para os Estados do Fluido de Trabalho**

Componente	Estado	Propriedade	Condição
Entrada do Compressor	Estado A	25 °C	100 kPa
Entrada da Turbina a Vapor ( <i>Configuração 1</i> )	Estado 1	500 °C	Pressão e Concentração de Amônia Variáveis
Entrada da Turbina a Vapor ( <i>Configuração 2 , 3 e 4</i> )	Estado 1	500 °C, 100 bars	Concentração de Amônia Variável
Saída do Absorvedor ( <i>Configuração 1</i> )	Estado 5	35 °C	Líquido Saturado
Entrada do Separador ( <i>Configuração 1</i> )	Estado 9	$x_9 = 0,40$	$T_9 = 90\text{ °C}$
Entrada do Separador ( <i>Configuração 2 , 3 e 4</i> )	Estado 9	$x_9 = 0,40$	Temperatura Variável
Saída do Separador	Estado 10	$T_{10} = T_9$	Líquido Saturado
Saída do Separador	Estado 13	$T_{13} = T_9$	Vapor Saturado
Saída do Condensador	Estado 17	35°C	Líquido Saturado
Saída do Separador	Estado 20	$T_{20} = T_4$	Vapor Saturado
Saída do Retificador	Estado 21	$x_{21} = 0,9995$	Vapor Saturado
Saída do Condensador	Estado 22	30 °C	Líquido Saturado
Saída do Evaporador	Estado 24	-10 °C	Vapor Saturado
Saída do Retificador	Estado 25	$T_{25} = T_4$	Líquido Saturado
Saída do Absorvedor	Estado 28	30 °C	$P_{28} = P_{24}$
Saída do Separador	Estado 29	$T_{29} = T_{28}$	Vapor Saturado
Saída do Separador	Estado 31	$T_{31} = T_{28}$	Líquido Saturado

**Tabela 7 - Eficiência Isentrópica dos Equipamentos**

Eficiência Isentrópica da Turbinaa Gás	$\eta_{TG,iso}$	85%
Eficiência Isentrópica da Turbinaa Vapor	$\eta_{TV,iso}$	75%
Eficiência Isentrópica do Compressor	$\eta_{Comp,iso}$	85%
Eficiência Isentrópica das Bombas	$\eta_{Bomb,iso}$	75%
Eficiência Isentrópica da Bomba Multifásica	$\eta_{Bomb\_Multi,iso}$	40%

## 7. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 7.1 CONFIGURAÇÃO 1

A planta de ciclo combinado foi a primeira configuração a ser simulada, sendo a concentração de amônia ( $x_1$ ) e a pressão do fluxo de entrada na turbina a vapor ( $P_1$ ) as variáveis paramétricas.

Como pode ser observado na Figura 21, tanto o aumento de pressão quanto o de concentração de amônia tem um impacto positivo sobre a planta de ciclo combinado, elevando-se assim, seu trabalho líquido total.

Como o trabalho líquido da turbina a gás é constante, sendo independente de tais parâmetros, fica claro que estes são responsáveis por elevar o trabalho líquido da turbina a vapor (Figura 23) e o rendimento térmico do ciclo Kalina (Figura 24), resultando no aumento do rendimento global desta planta de geração de potência, como mostrado na Figura 22.

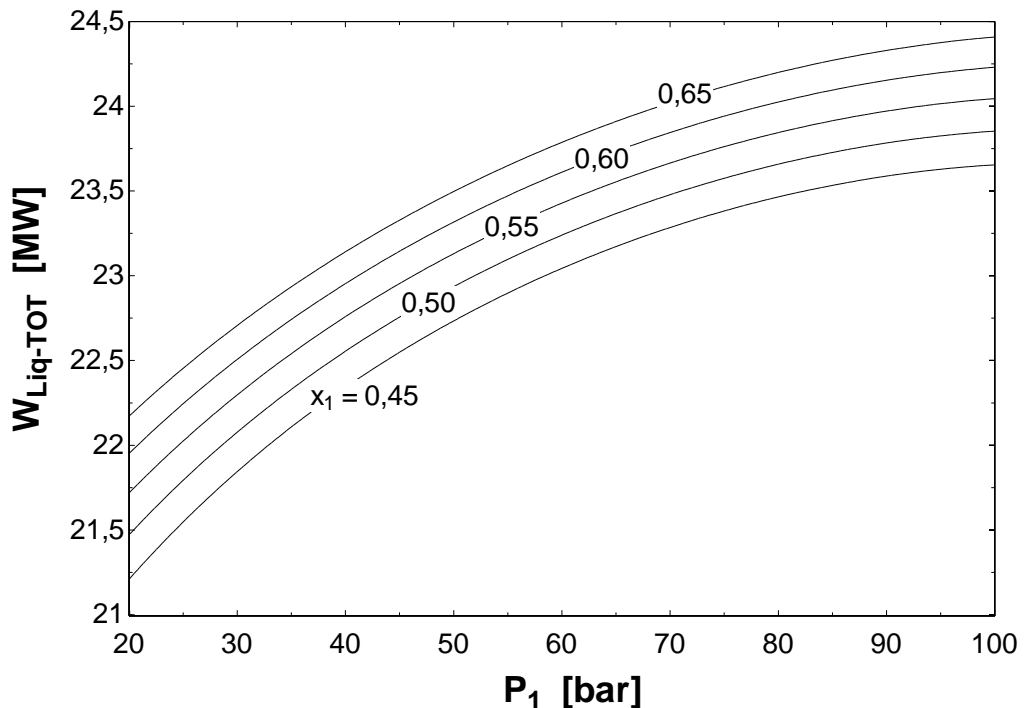
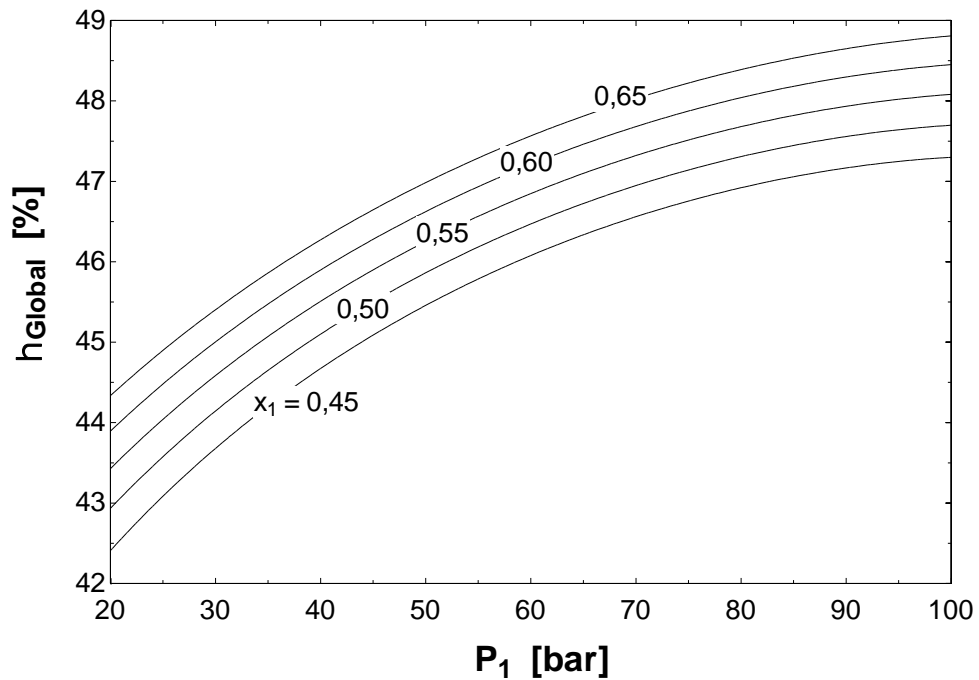
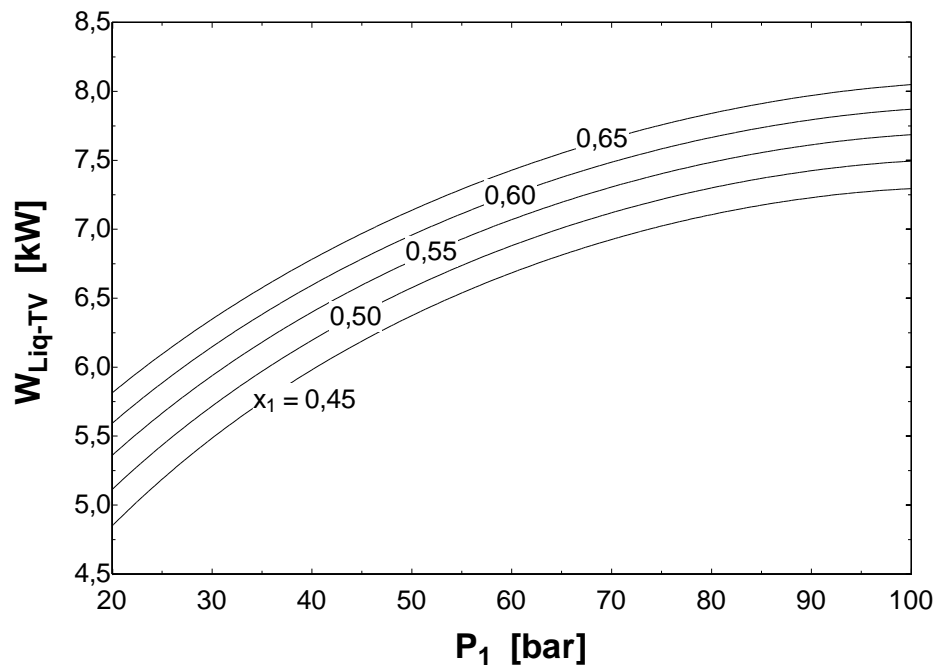


Figura 21 - Trabalho Líquido Total em Função da Pressão de Entrada da Turbina a Vapor (Configuração 1)

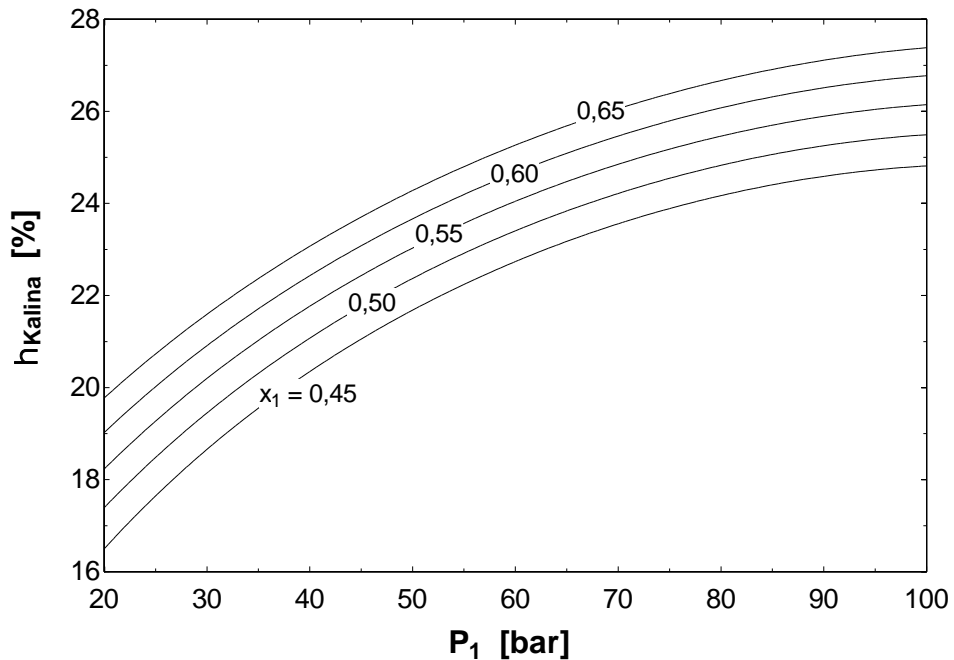
Assim, o ponto ótimo de operação dessa configuração ocorre para uma pressão de entrada de 100 bar e a uma concentração de amônia de 0,65, resultando assim em um trabalho líquido total de aproximadamente 24,5 MW, com um rendimento térmico global de cerca de 49%.



**Figura 22 - Rendimento Térmico Global do Ciclo Combinado em Função da Pressão de Entrada da Turbina a Vapor (Configuração 1)**

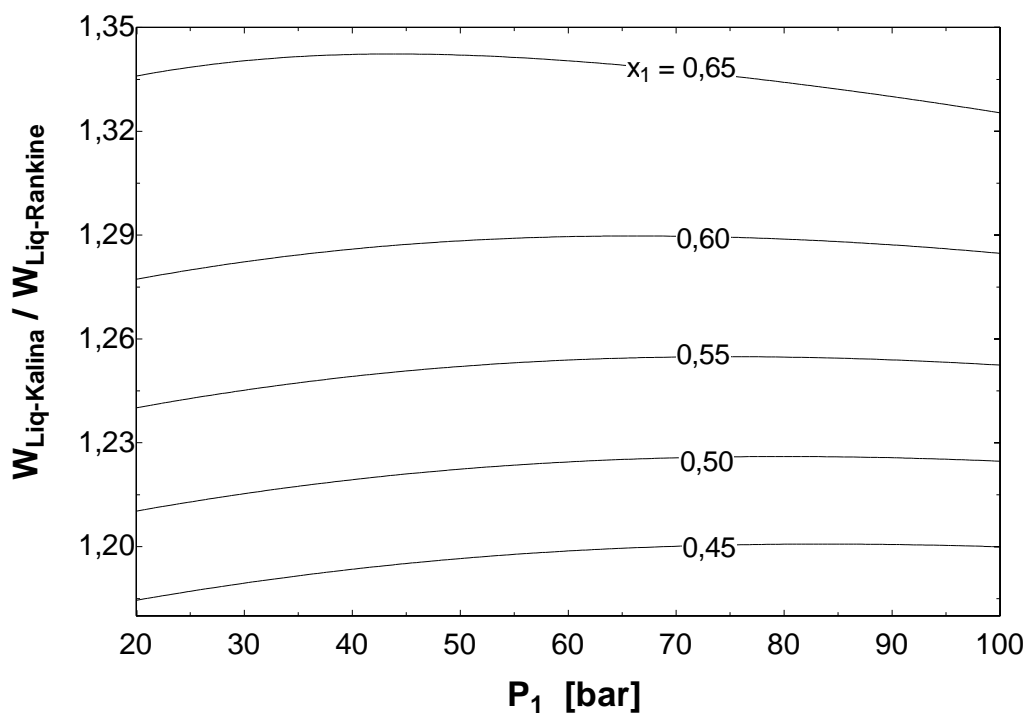


**Figura 23 - Trabalho Líquido da Turbina a Vapor em Função de sua Pressão de Entrada (Configuração 1)**



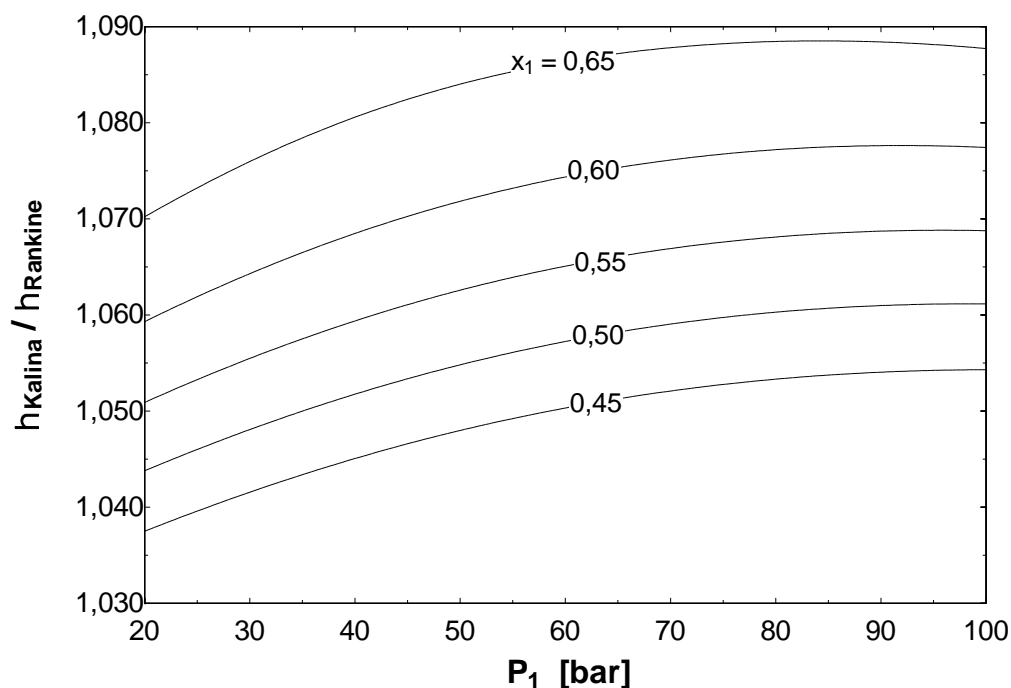
**Figura 24 - Rendimento Térmico do Ciclo Kalina em Função da Pressão de Entrada da Turbina a Vapor**

A fim de se demonstrar a superioridade do ciclo Kalina em relação ao Rankine, suas capacidades de geração de trabalho líquido e seus respectivos rendimentos térmicos foram comparados e são apresentados nas Figura 25 e Figura 26, respectivamente.



**Figura 25 - Relação entre o Trabalho Líquido Gerado pelo Ciclo Kalina e pelo Rankine em Função da Pressão de Entrada da Turbina a Vapor**





**Figura 26 - Relação entre o Rendimento do Ciclo Kalina e do Rankine em Função da Pressão de Entrada da Turbina a Vapor**

Vale ressaltar que a relação entre os trabalhos líquidos e os rendimentos não considera o trabalho líquido fornecido pela turbina a gás.

Para fazer essa comparação, utilizou-se o ciclo Rankine tradicional, composto exclusivamente por uma um gerador de vapor (caldeira de recuperação), uma turbina a vapor, um condensador e uma bomba. A temperatura e a pressão do fluxo de entrada da turbina a vapor, assim como, a pressão de saída da mesma e, todos os rendimentos isentrópicos dos equipamentos, apresentam os mesmos valores para ambos os ciclos.

Como pode ser observado, para ambos os parâmetros, o ciclo Kalina apresenta um desempenho superior ao do Rankine. Embora seu rendimento global seja, de no máximo, cerca de 9% superior, o trabalho líquido total gerado pode atingir valores próximos de 35% mais elevados comparados ao trabalho líquido gerado pelo ciclo Rankine.

Esse fato confirma a hipótese de que a variação de temperatura do fluido de trabalho, durante sua mudança de fase na caldeira de recuperação, proporcionada pela mistura de água e amônia, resulta em um melhor aproveitamento térmico da entalpia presente nos gases de exaustão da turbina a gás. Dessa forma, embora seja possível aumentar o rendimento térmico do ciclo Rankine por meio de

configurações mais sofisticadas (como ciclos regenerativos), o ciclo Kalina sempre irá ter vantagem sobre o Rankine em processo de recuperação de calor, pois irá converter em trabalho líquido uma parcela maior da entalpia retirada da fonte de fornecimento de energia, no caso, dos gases de exaustão da turbina a gás (TG).

## 7.2 CONFIGURAÇÃO 2

Tendo observado que o trabalho líquido total do ciclo combinado aumenta com a elevação da pressão de entrada da turbina a vapor ( $P_1$ ), para a simulação dessa e das outras configurações, optou-se por fixar essa pressão em 100 bars (o que acarreta maior rendimento e trabalho líquido da turbina a vapor) e variar então, a temperatura de operação do separador SEP1 ( $T_9$ ).

Diferentemente do que ocorria no ciclo combinado, a composição do ciclo de cogeração fez com o que trabalho líquido total diminuísse com o aumento da concentração de amônia ( $x_1$ ), como pode ser observado na Figura 27, sendo em geral inferior a 20 MW.

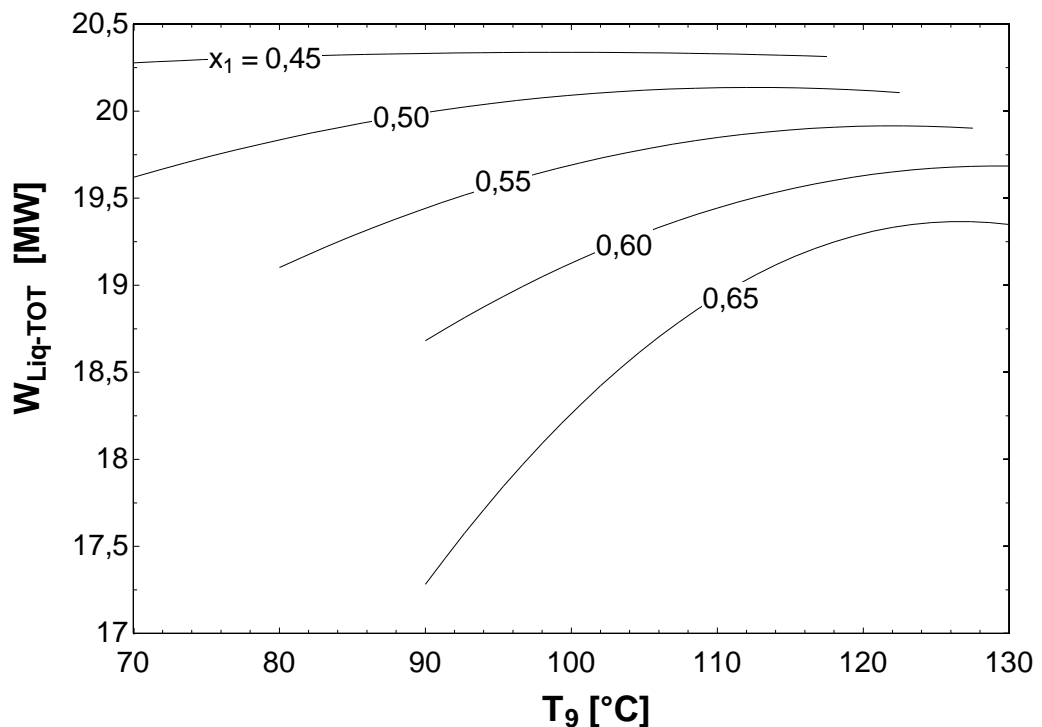
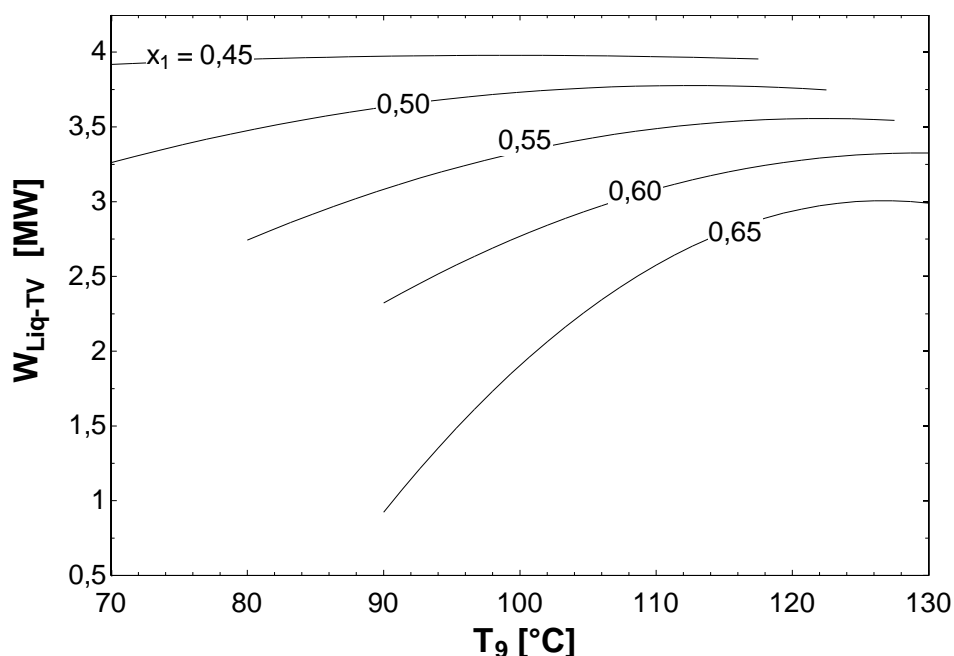


Figura 27 - Trabalho Líquido Total em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 2)

O decréscimo do trabalho líquido total comparado com aquele fornecido pela Configuração 1 ocorre devido a dois motivos. O primeiro é a diminuição do trabalho fornecido pela turbina a vapor devido ao aumento de sua da pressão de saída, que agora passa a ser equivalente a do Estado 22 (saída do condensador do sistema de refrigeração).

O segundo deve-se ao aumento do trabalho consumido pelas bombas, em especial, pela aquela responsável por aumentar a pressão do fluido de trabalho até a pressão do condensador (Estado 17), partindo-se da pressão do evaporador (Estado 24). Isso porque a mistura que sai do absorvedor (Estado 28), embora esteja à baixa temperatura (30 °C), é constituída por líquido e vapor e, o trabalho requerido para aumentar a pressão de gases é sempre bem superior aquele requerido para aumentar a pressão de líquidos.

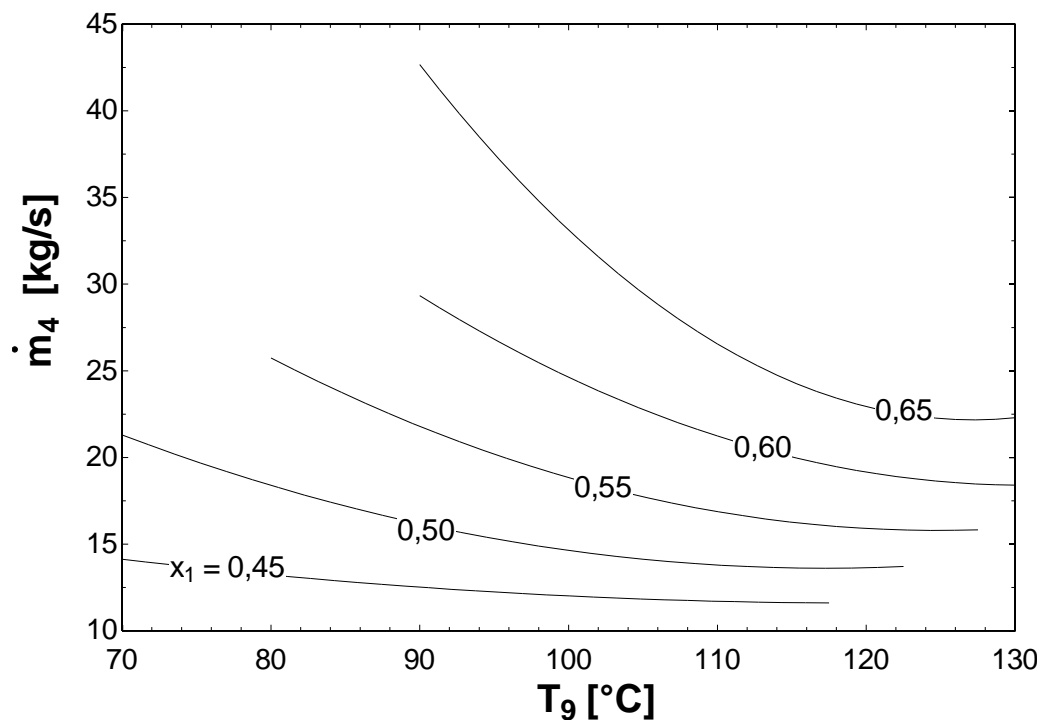
A Figura 28 mostra como o trabalho líquido da turbina a vapor, cujo valor está considerando o trabalho gasto por todas as bombas, inclusive pela a multifásica (BMBMF), varia com a temperatura de operação do separador SEP1.



**Figura 28 - Trabalho Líquido da Turbina a Vapor em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 2)**

Nota-se que o aumento da concentração de amônia no fluxo de entrada da turbina a vapor tem um impacto significativo sobre seu trabalho líquido, podendo diminuí-lo de 4 ( $x_1 = 0,45$ ) para 1 MW ( $x_1 = 0,65$ ) à temperatura de 90 °C. Isso

acontece, pois o aumento desse parâmetro eleva a pressão de operação do condensador (Estado 17), variando-a de cerca de 3bars, para  $x_1 = 0,45$ , até 8 bars para  $x_1 = 0,65$ . Além disso, o aumento na diferença de concentração entre o fluxos de Estado 1 e 9 exige que a vazão mássica do líquido que sai do separador SEP1 seja alta o suficiente para diluir a concentração do fluxo de saída da turbina a vapor (TV), de forma a igualá-la a concentração do fluxo de entrada do mesmo (Estado 9). Esse processo faz com que a vazão mássica do fluxo de Estado 4 ( $\dot{m}_4$ ), de mesmo valor da do fluxo que irá passar pela bomba multifásica BMBMF (Estado 28), eleve-se de maneira significativa, podendo ser até cerca de 3 vezes maior para uma concentração de 0,65 em relação a uma de 0,45, como pode ser visto na Figura 29.



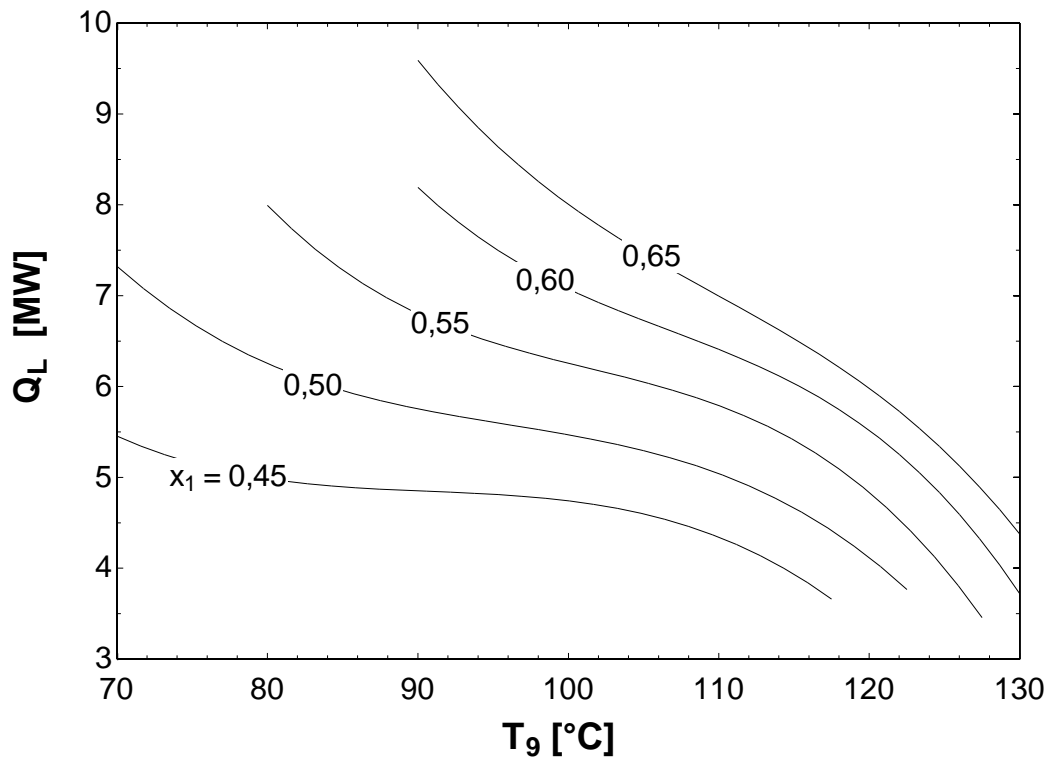
**Figura 29 - Vazão Mássica do Fluxo 4 em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 2)**

Repare que o aumento na temperatura do separador SEP1 ( $T_9$ ) diminui a vazão mássica do fluxo de Estado 4. Isso ocorre, pois ao se elevar esse parâmetro, a concentração de amônia da fase líquida que sai do separador decresce, diminuindo assim, a quantidade dessa mistura requerida para diluir a concentração do fluxo de Estado 2 (saída da TV). Em contrapartida, o aumento de  $T_9$  resulta no aumento de  $T_{19}$ , o que limita assim, a temperatura mínima dos gases de exaustão da turbina a

gás na saída do gerador de vapor (Estado E), e, conseqüentemente, a quantidade de entalpia passível de ser retirada dos mesmos.

Assim sendo, a combinação entre o aumento de pressão de saída da bomba multifásica (BMBMF) com o aumento da vazão mássica a ser pressurizada, tanto por essa bomba quanto por aquela localizada na saída do separador SEP1 (BOMB2), acaba elevando o trabalho requerido para a operação desta planta e, dessa forma, diminui o trabalho líquido gerado pela turbina a vapor.

Ao contrário do trabalho líquido total, a carga térmica retirada no evaporador (EVAP) eleva-se à medida que a concentração de amônia do fluxo de Estado 1 ( $x_1$ ) aumenta e, a temperatura de entrada do separador SEP1 ( $T_9$ ) diminui, como pode ser observado na Figura 30.



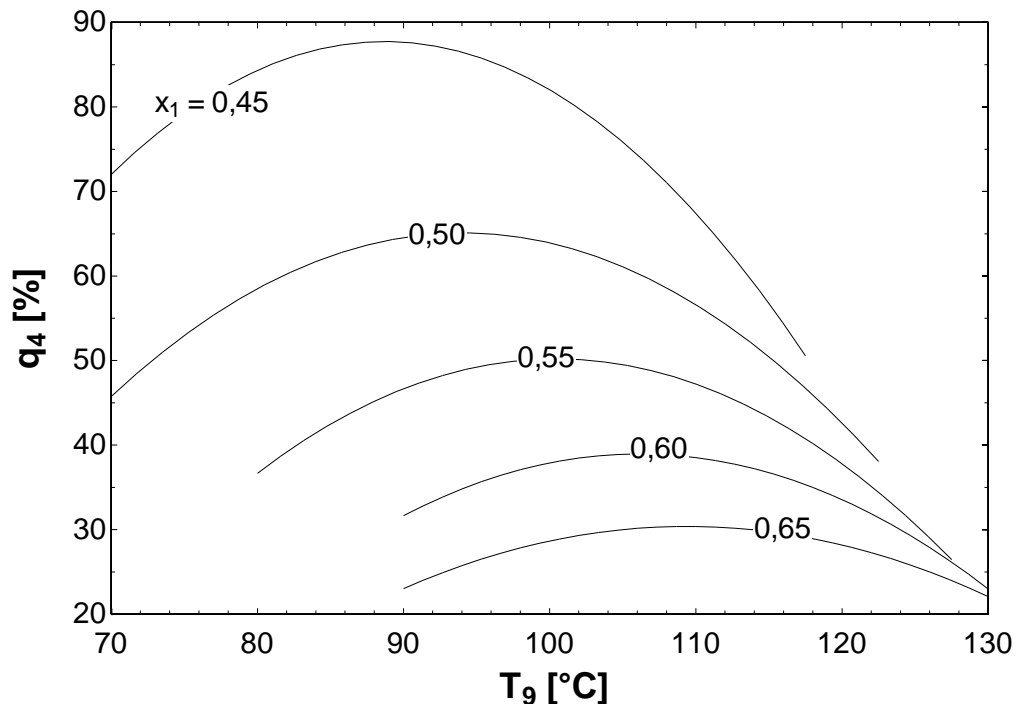
**Figura 30—Carga Térmica no Evaporador em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 2)**

Esse fato está associado à quantidade de vapor de refrigerante que é possível se obter na saída do retificador (RET) a partir do fluxo de entrada no separador SEP2. Quanto maior a fração de vapor no fluxo de Estado 4 ( $q_4$ ), maior será a quantidade de vapor puro de amônia possível de se obter através do processo de purificação.

A Figura 31 e Figura 32 mostram, respectivamente, como a fração de vapor do Estado 4 ( $q_4$ ) e a vazão mássica do Estado 21 (saída do retificador) variam em função da temperatura de entrada do separador SEP1.

Como se pode observar, a vazão mássica total de vapor obtida no processo de purificação ( $\dot{m}_{21}$ ) aumenta à medida que a concentração de amônia na entrada da turbina a vapor ( $x_1$ ) eleva-se. Isso decorre do fato de que o aumento dessa concentração acaba por elevar a vazão mássica do fluxo de Estado 4 (Figura 29) de tal maneira a superar o decréscimo em sua fração de vapor (Figura 31).

Note que as curvas da Figura 32 são idênticas às da Figura 30, mostrando que a quantidade de carga térmica retirado ambiente refrigerado pelo evaporador é diretamente proporcional à vazão mássica do vapor puro de amônia.



**Figura 31 - Fração de Vapor do Fluxo de Estado 4 em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 2)**

O decréscimo na carga térmica retirada do ambiente pelo evaporador ( $Q_L$ ) e a diminuição do trabalho requerido para acionar as bombas, em especial a multifásica (BMBMF), decorrentes do aumento da temperatura de operação do separador SEP1, fazem com que o COP se comporte de forma parabólica, apresentando valores máximos nas regiões onde a vazão mássica do fluxo de Estado 4 é mínima ou  $Q_L$  é máximo, como pode ser observado na Figura 33. Nota-se que os valores

de COP mais elevados ocorrem para altas concentrações de amônia ( $x_1$ ). Entretanto, operar nessas regiões significa obter resultados mais baixos para o trabalho total líquido gerado pela planta de cogeração.

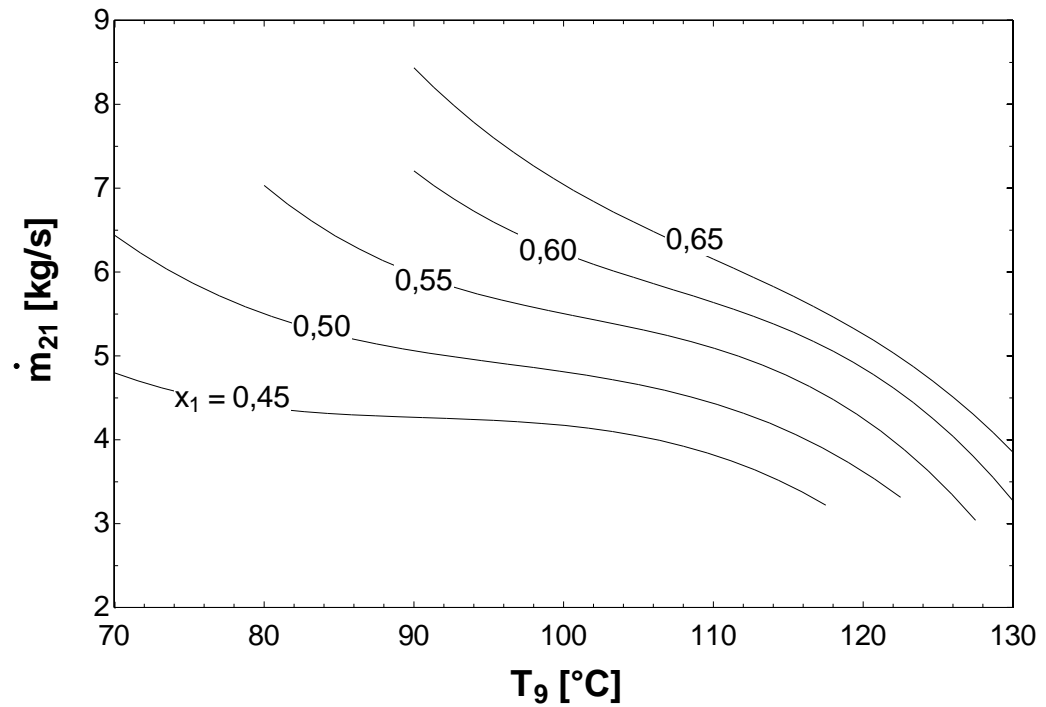


Figura 32 - Vazão Mássica de Saída do Retificador em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 2)

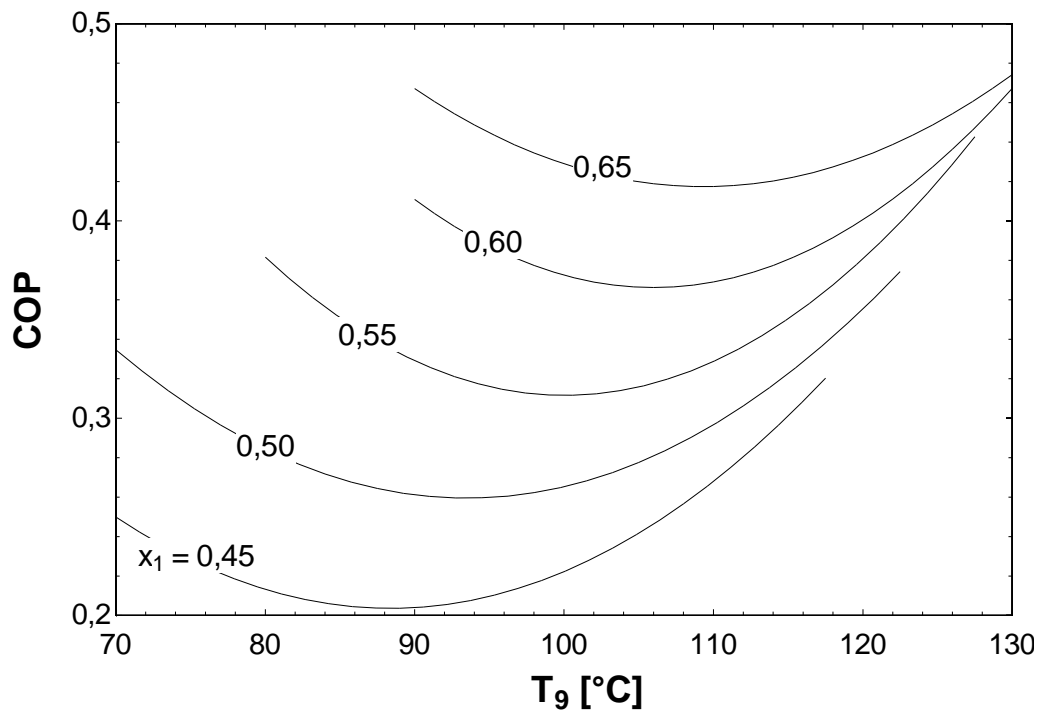
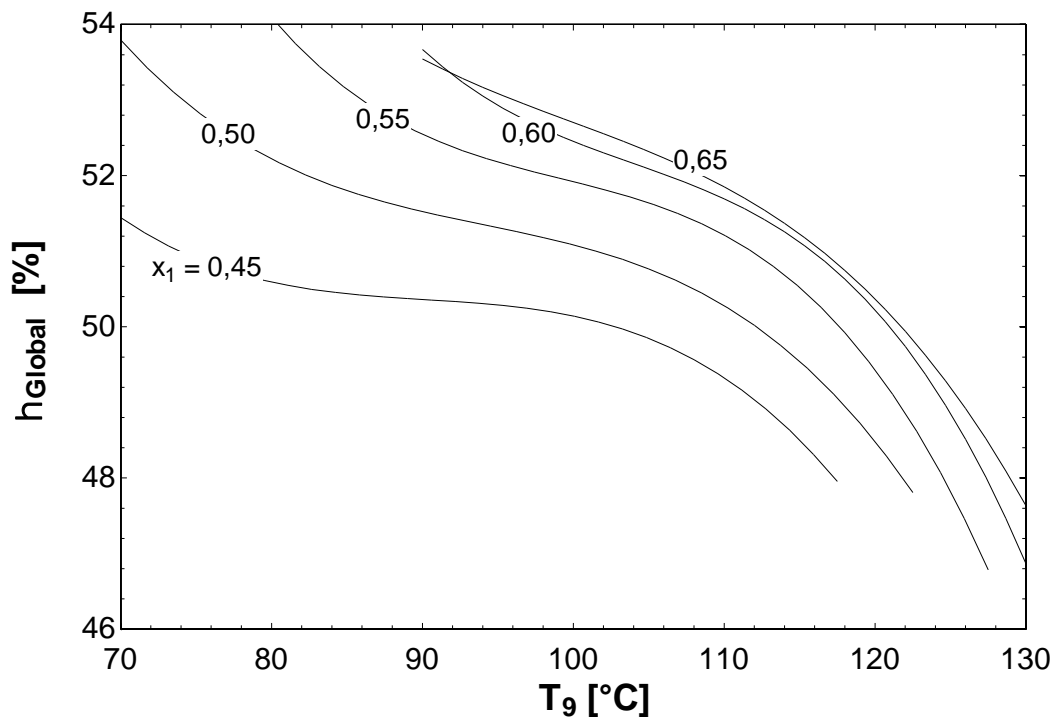


Figura 33 - Coeficiente de Performance (COP) em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 2)

Por fim resta analisar o comportamento do rendimento térmico global da planta de cogeração. Como se pode observar na Figura 34, este decresce com o aumento da temperatura de operação do Separador SEP1 ( $T_9$ ). Ou seja, rendimentos mais elevados são obtidos com o aumento da carga térmica retirada do ambiente ( $Q_L$ ) em relação ao trabalho líquido total gerado. Essa relação pode ser nitidamente confirmada através da Figura 35.



**Figura 34 - Rendimento Térmico Global em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 2)**

Em termos exergéticos, o aumento do rendimento térmico nem será sempre vantajoso, visto que aumentá-lo significa fornecer mais trabalho para acionar as bombas, em especial a bomba multifásica (BMBMF), diminuindo assim o trabalho líquido total gerado. A relação entre os rendimentos exergéticos e térmicos, pode ser visualizada na Figura 36. Observa-se que quanto menor a concentração de amônia ( $x_1$ ) maior será o rendimento exergético, visto que haverá uma maior geração de trabalho líquido em relação à carga térmica retirada do ambiente refrigerado ( $Q_L$ ).



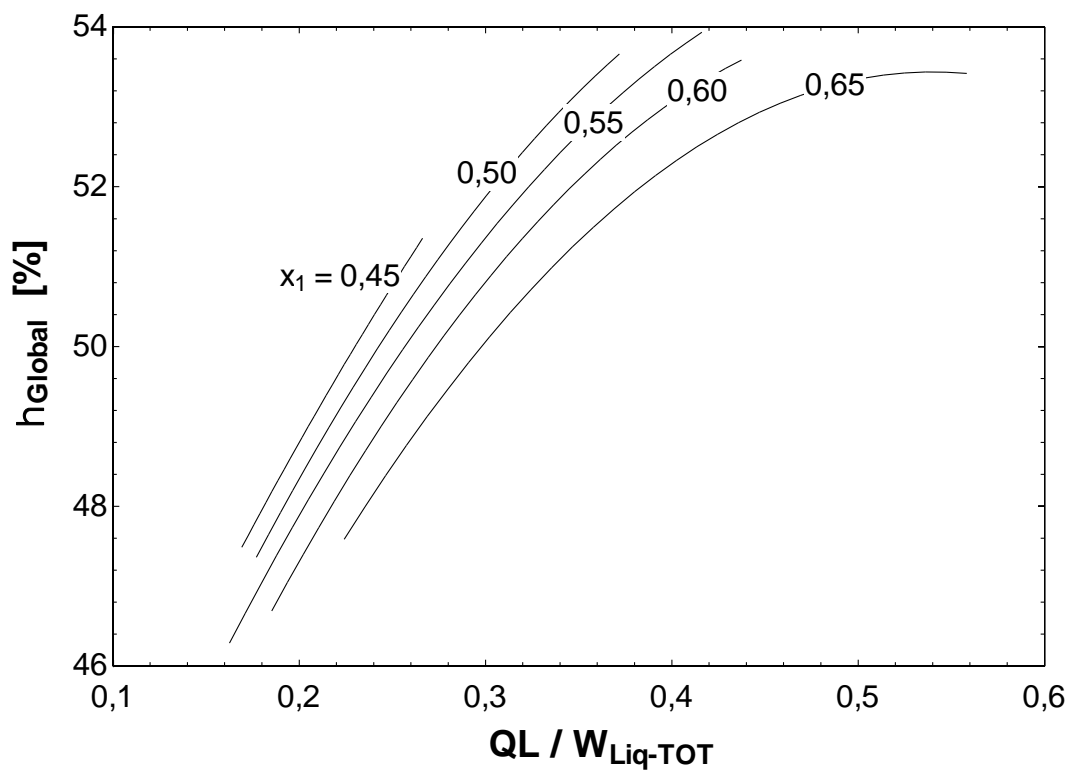


Figura 35 - Rendimento Térmico Global em Função da Razão de Carga Térmica Retirado Ambiente e do Trabalho Líquido Total (Configuração 2)

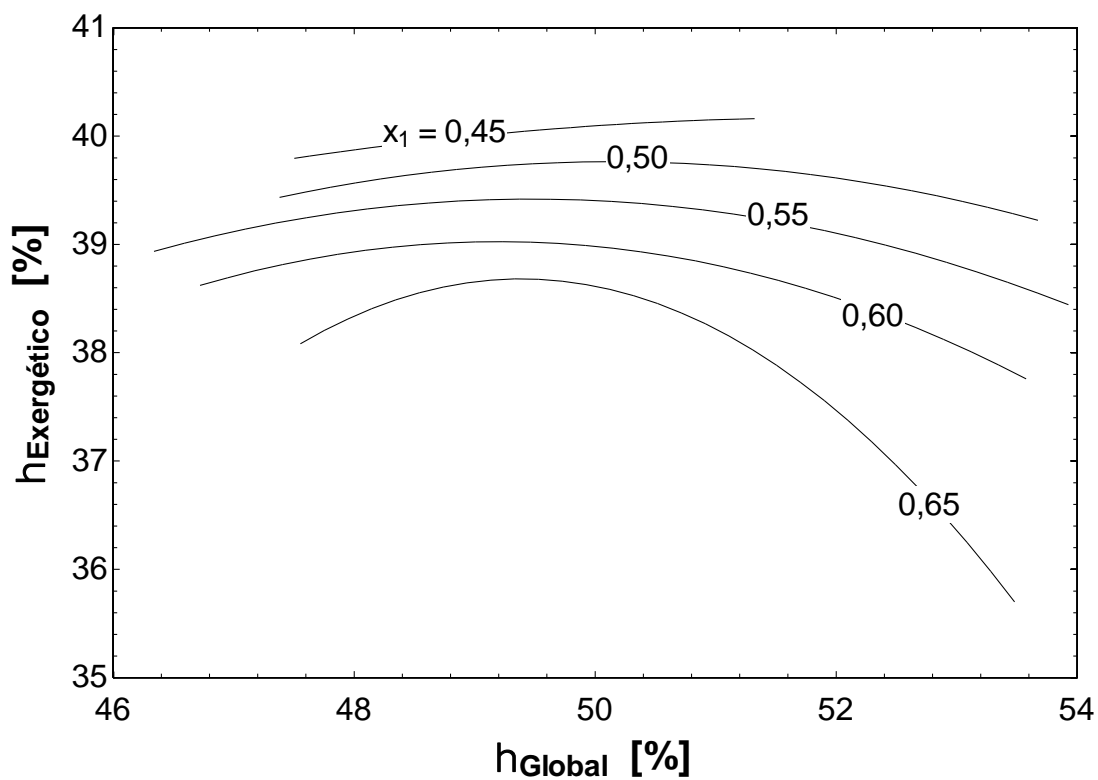


Figura 36 - Rendimento Exergético em Função do Rendimento Térmico (Configuração 2)

Diante dos dados apresentados, a determinação do ponto ótimo de operação da planta de cogeração torna-se uma tarefa complicada, visto que dependendo de sua aplicação, pode ser economicamente mais viável o aumento da carga de refrigeração em relação à geração de trabalho ou vice-versa.

Em termos exergéticos, entretanto, o ponto ótimo de operação (máximo rendimento exergético) situa-se na região de rendimento térmico global de 50% (valor próximo ao rendimento global máximo alcançado na Configuração 1 – ciclo combinado). Em tal região, a temperatura de operação do separador SEP1 é próximo da máxima permitida para cada uma das concentrações de amônia, resultando em baixa carga de refrigeração, alto trabalho líquido total gerado, elevados COP's e baixa vazão mássica do fluxo de Estado 4, o que auxilia na diminuição dos custos de instalação da planta de refrigeração.

### 7.3 CONFIGURAÇÃO 3

A Configuração 3, como descrita anteriormente, é muito semelhante a 2. A única diferença é que, ao invés de se utilizar uma bomba multifásica (BMBMF) para aumentar a pressão da mistura que sai do absorvedor (ABS), esta é separada em líquido e vapor (SEP3) e então pressurizada, respectivamente, através de uma bomba (BOMB3) e de um compressor (CMP2), cujos rendimentos isentrópicos são superiores ao da bomba multifásica.

Dessa forma, todas as análises e discussões realizadas para a Configuração 2, também são válidas para a 3, afinal, a planta de cogeração é a mesma, tendo somente o mecanismo de elevação de pressão alterado com o intuito de diminuir o trabalho total gasto durante esse processo.

Essa mudança possibilitou que a planta passasse a operar em algumas temperaturas de entrada do separador SEP1 que na configuração anterior não eram permitidas. Isso acontece para concentrações de amônia ( $x_1$ ) entre 0,55 e 0,65, nas quais a temperatura da mistura resultante após passar pelo processo de compressão (Estado 5) é ligeiramente inferior aquela atingida por meio da utilização da bomba multifásica (BMBMF).

A seguir serão apresentados os gráficos dos principais parâmetros de operação da planta de cogeração.

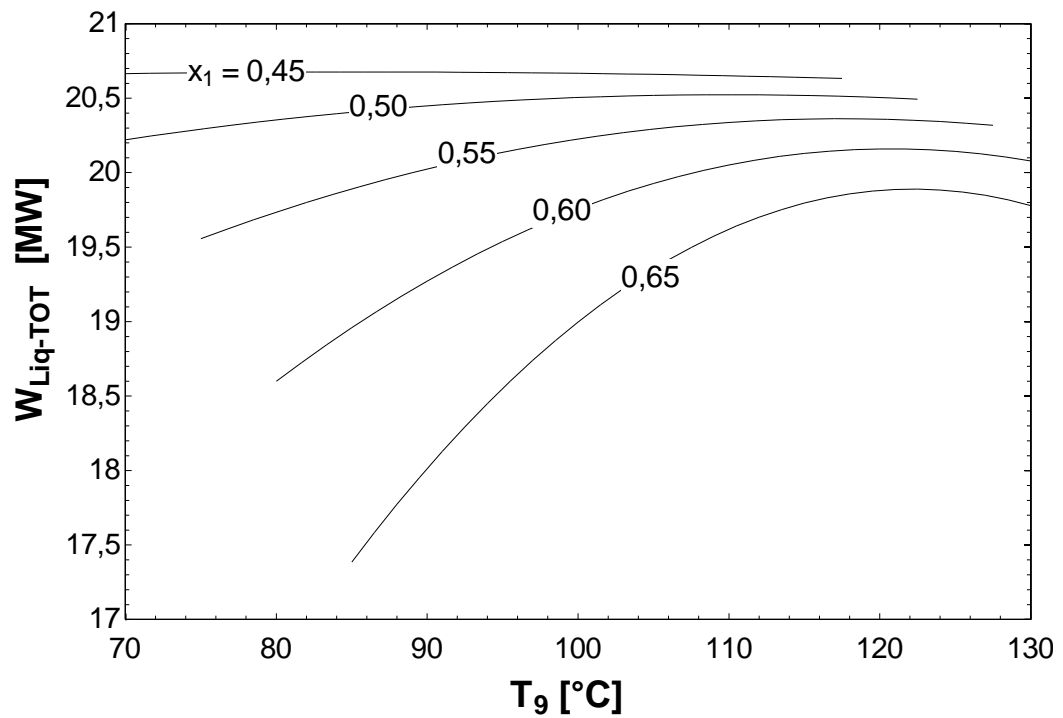


Figura 37 - Trabalho Líquido Total em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 3)

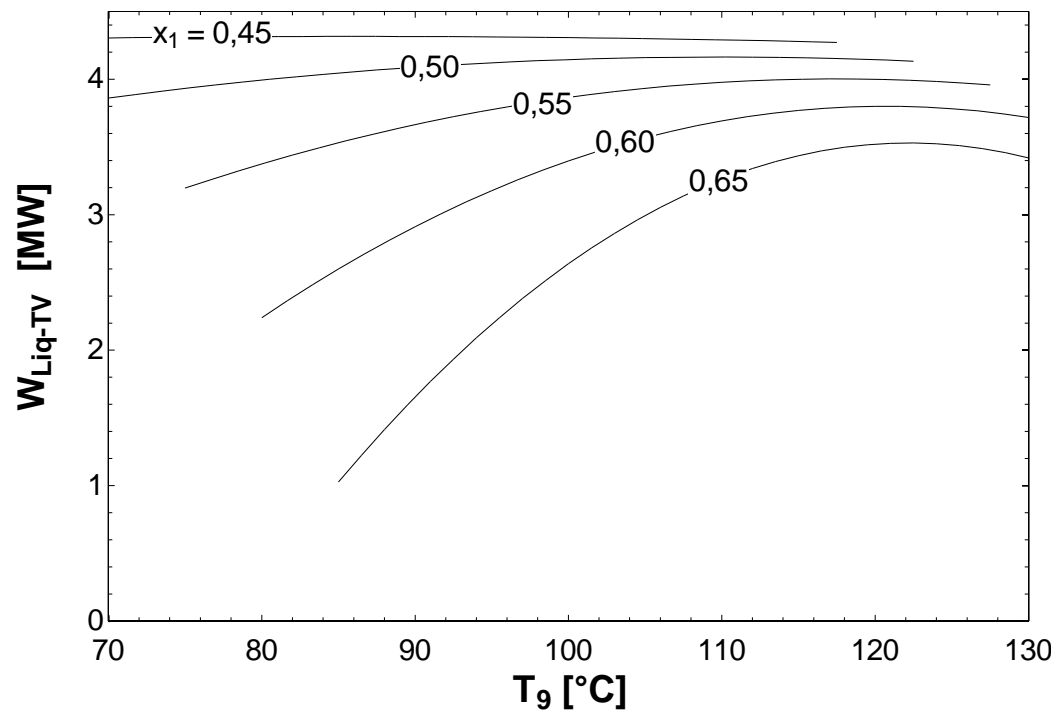


Figura 38 - Trabalho Líquido da Turbina a Vapor em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 3)

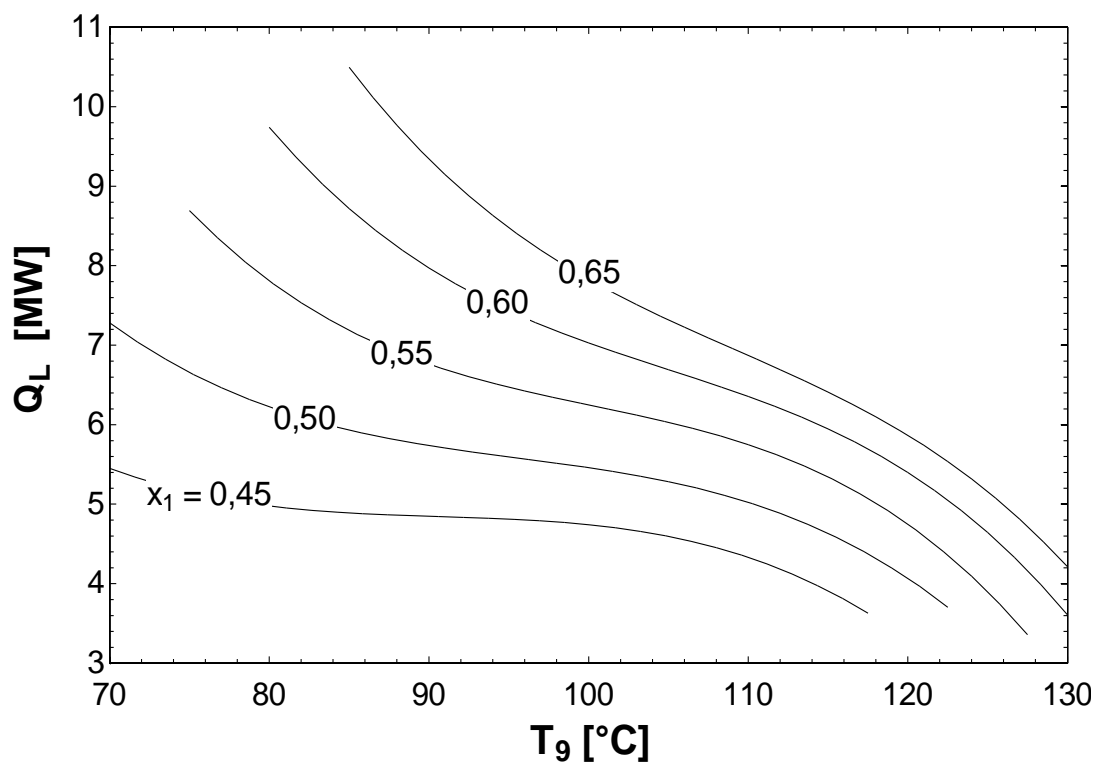


Figura 39–Carga Térmica Retirada do Evaporador em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 3)

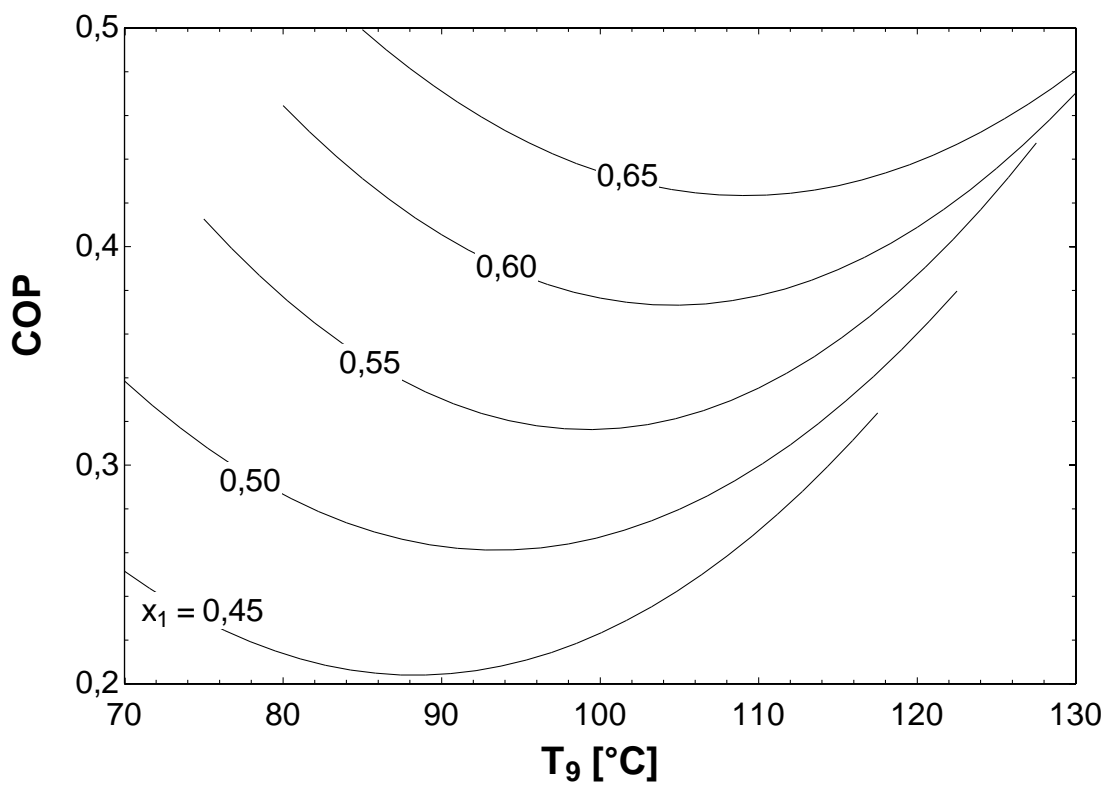


Figura 40 - Coeficiente de Performance (COP) em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 3)

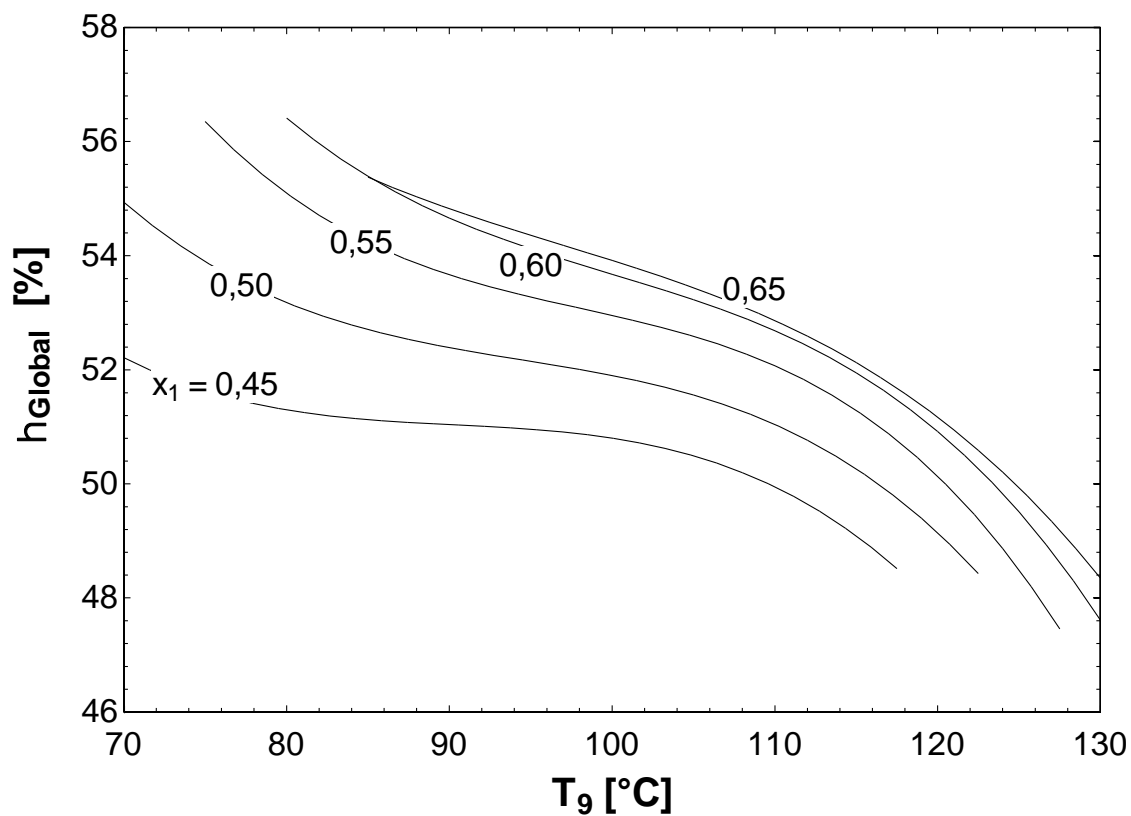


Figura 41 - Rendimento Térmico Global em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 3)

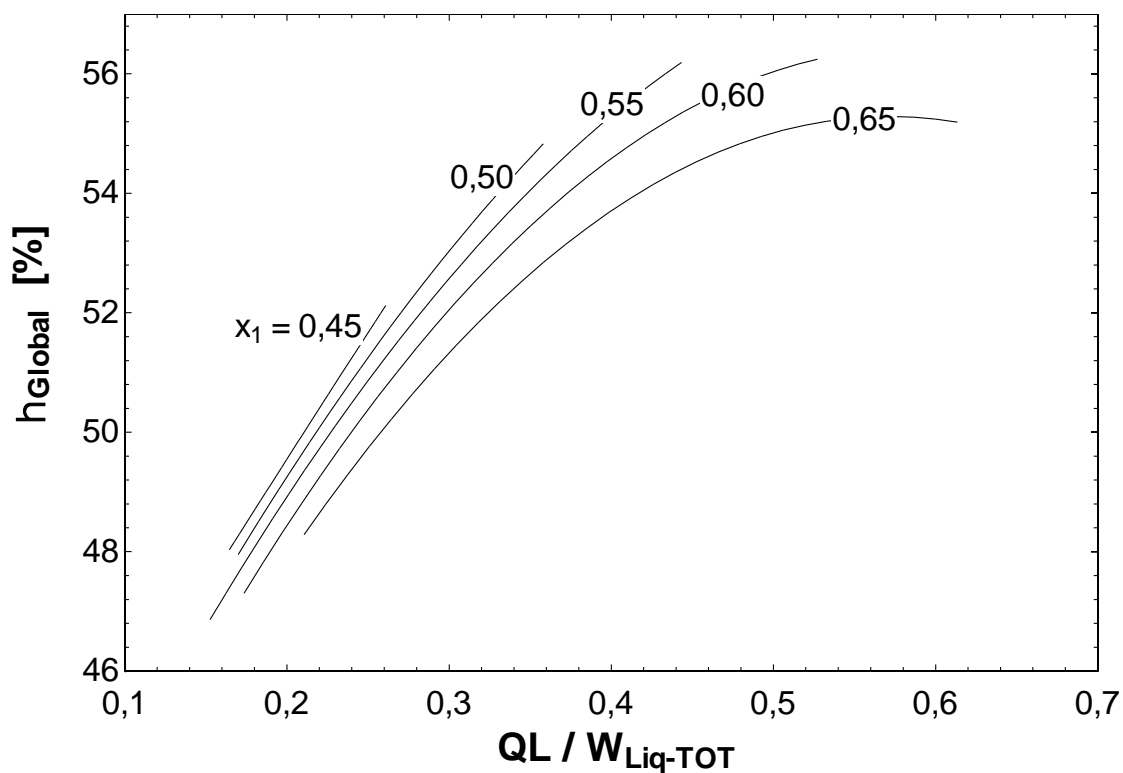
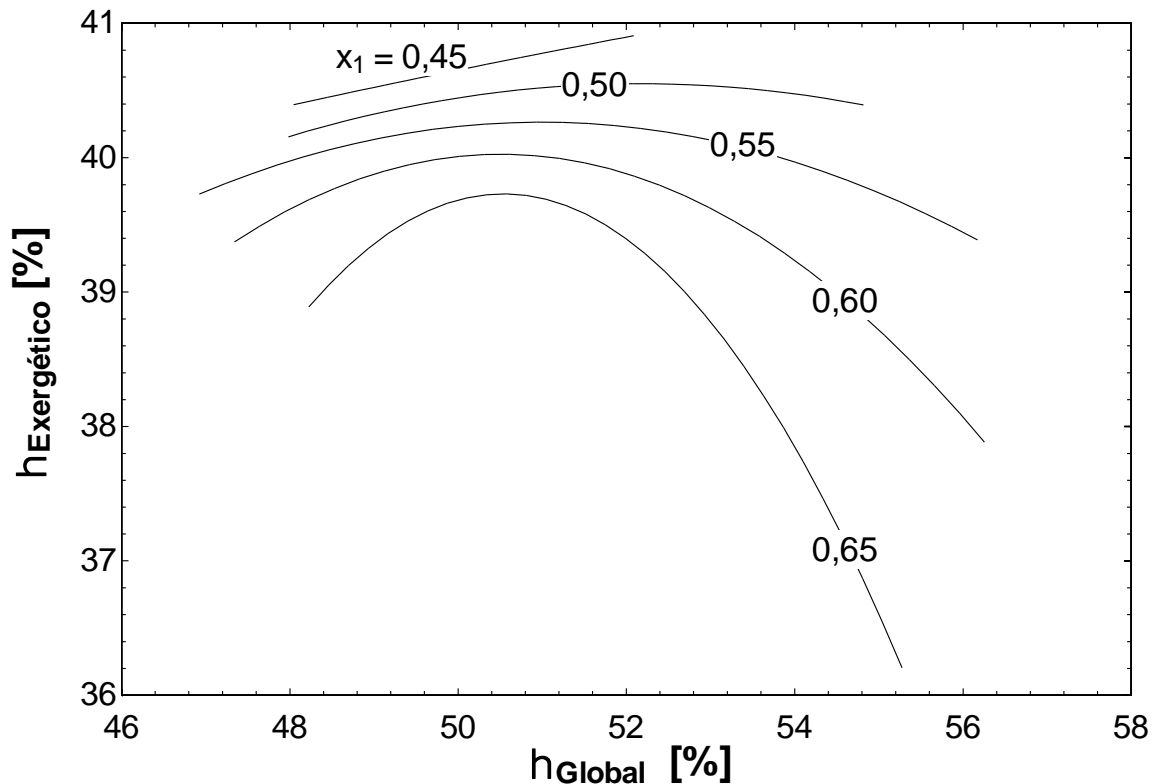


Figura 42 - Rendimento Térmico Global em Função da Razão de Carga Térmica Retirada do Ambiente e do Trabalho Líquido Total (Configuração 3)



**Figura 43 - Rendimento Exergético em Função do Rendimento Térmico (Configuração 3)**

Comparando os resultados obtidos para planta de cogeração de Configuração 2 e 3, nota-se que não há ganhos significativos entre elas, ou seja, o processo de compressão realizado pela bomba multifásica demanda tanta energia quanto aquele realizado pelo conjunto bomba e compressor.

Com a nova configuração, o trabalho líquido da turbina a vapor aumentou em média 0,5 MW, enquanto que a carga térmica retirada no evaporador permaneceu, em geral, inalterada.

Nessa configuração, entretanto, para concentrações de amônia ( $x_1$ ) superiores a 0,55, a planta de cogeração pode operar em regiões cuja temperatura é um pouco inferior (cerca de 5 a 10 °C) àquela de operação da Configuração 2, proporcionando assim, um aumento de até 1,5 MW na quantidade de carga térmica ( $Q_L$ ) para a mesma curva de concentração constante.

Como resultado nesses parâmetros, o COP permaneceu praticamente inalterado, enquanto que o rendimento térmico global e exergético apresentou um aumento de entre 0,5 a 1,5 pontos percentuais.

Diante desses resultados, é difícil afirmar qual Configuração é a mais vantajosa, já que o custo adicional de instalação e manutenção dos equipamentos necessários para compor a Configuração 3 (um compressor, um bomba e um separador de líquido-vapor) podem comprometer economicamente a leve vantagem que essa configuração tem sobre aquela que utiliza somente uma bomba multifásica (Configuração 2).

#### 7.4 CONFIGURAÇÃO 4

Nessa configuração, diferentemente das anteriores, o processo de elevação de pressão da mistura que irá retornar ao ciclo Kalina, é feita exclusivamente através de um compressor (CMP2), dispensando assim, o uso de bombas hidráulicas.

Este meio foi proposto com o intuito de diminuir o trabalho gasto durante esse processo, visto que ao invés de aumentar a pressão de toda a mistura de retorno, somente o refrigerante será pressurizado. Isso é possível uma vez que a pressão do fluxo de Estado 4 é superior a de operação do absorvedor (ABS), que é equivalente a do condensador (Estado 17).

Nessa configuração, o absorvedor (ABS) é então responsável por controlar a temperatura do fluxo de entrada do separador SEP1, dispensando assim, a utilização do regenerador REG2. Sem esse equipamento, a temperatura do fluxo de Estado 11 e 4 acabam sendo superiores às aquelas correspondentes para a Configuração 2 e 3, já que não há transferência de calor entre o fluxo de saída da turbina a vapor (Estado 2) e o de entrada no separador (Estado 9) e nem entre o de saída do separador (Estado 10) e o de saída do Splitter (Estado 7). Dessa forma, o aumento da temperatura do fluxo de Estado 9 resulta na elevação da fração de vapor  $q_4$ , como pode ser observado na Figura 44.

Como ocorria nas configurações anteriores, o aumento na diferença de concentração entre os fluxos de Estado 1 e 9 eleva a vazão mássica do fluxo de Estado 4 ( $\dot{m}_4$ ), que por sua vez, diminui com o aumento da temperatura de operação do separador SEP1 ( $T_9$ ). Assim, com base na variação da fração de vapor  $q_4$ , a vazão mássica de refrigerante passível de ser extraída no retificador (Figura

45), sofre uma variação menos acentuada com o aumento da temperatura  $T_9$  quando comparada as sofridas nas Configurações 2 e 3.

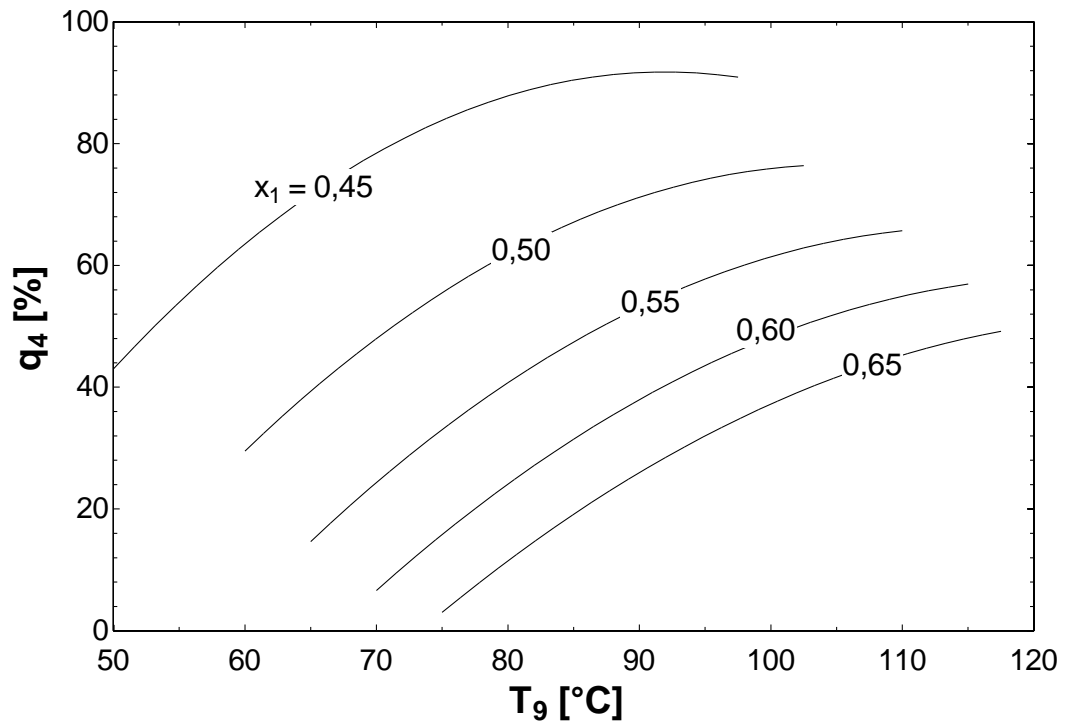


Figura 44- Fração de Vapor do Fluxo de Estado 4 em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 4)

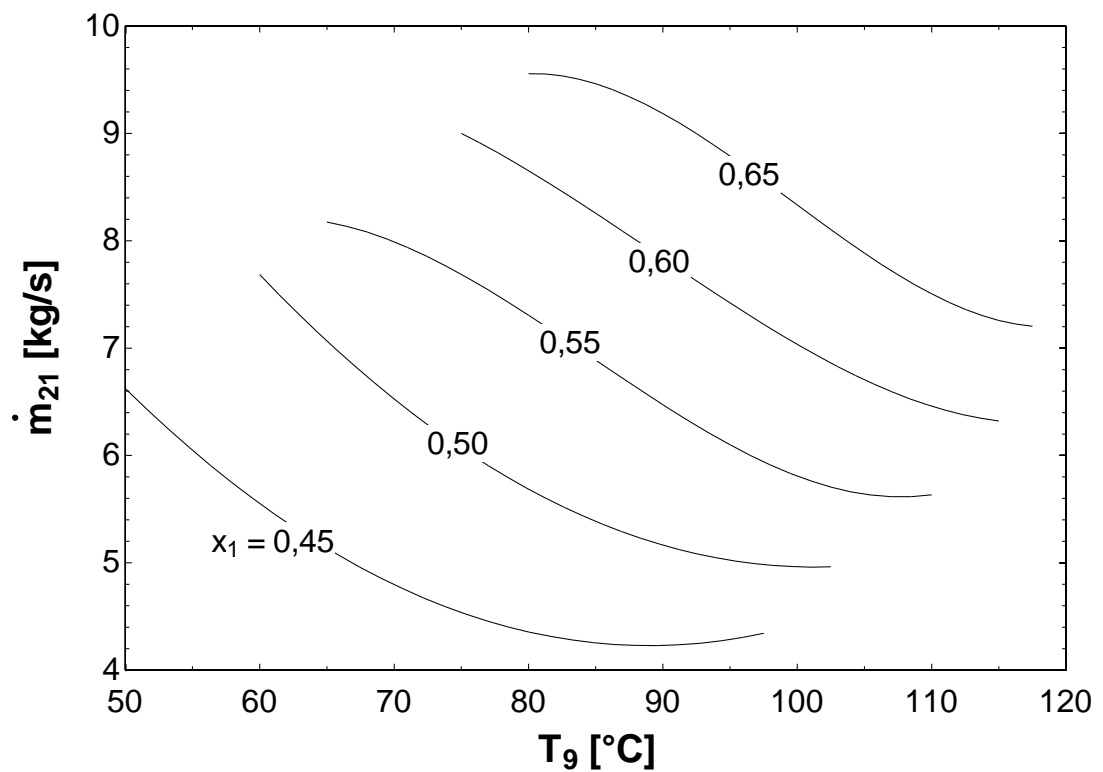
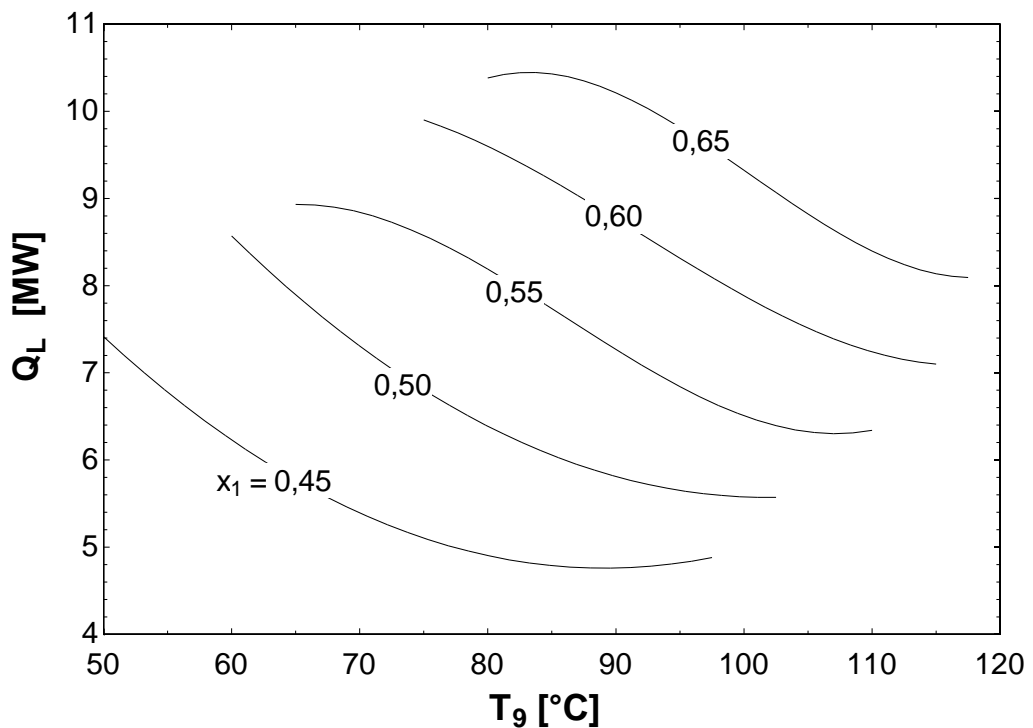


Figura 45 - Vazão Mássica de Saída do Retificador em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 4)



Sendo a carga térmica retirada do ambiente pelo evaporador (EVAP) diretamente proporcional a vazão mássica de refrigerante, conclui-se que nessa configuração,  $Q_L$  apresentará menor variação com o aumento da temperatura de operação do separador SEP1 quando comparada as outras configurações. A título de comparação, a amplitude média de  $Q_L$  na Configuração 4 é de cerca de 2,6 MW enquanto que na Configuração 3, é de cerca de 4,6 MW.

De acordo com a Figura 46, observa-se ainda, que agora é possível variar  $T_g$  entre 50 e 70 °C para as concentrações de amônia ( $x_1$ ) de 0,45 e 0,50, o que resulta em um aumento de até 2 MW na capacidade de refrigeração para essas curvas de concentração constante quando comparadas as configurações anteriores. Esse resultado é interessante, pois nessas curvas a planta de cogeração consegue fornecer o máximo trabalho líquido possível.



**Figura 46 - Carga Térmica Retirada do Evaporador em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 4)**

Em termos de trabalho líquido gerado, essa configuração não apresentou resultados tão bons quanto o esperado. Como pode ser observado na Figura 47 e

na Figura 48, este é inferior em cerca de 0,5a 1,5 MW daquele gerado nas Configurações 2 e 3.

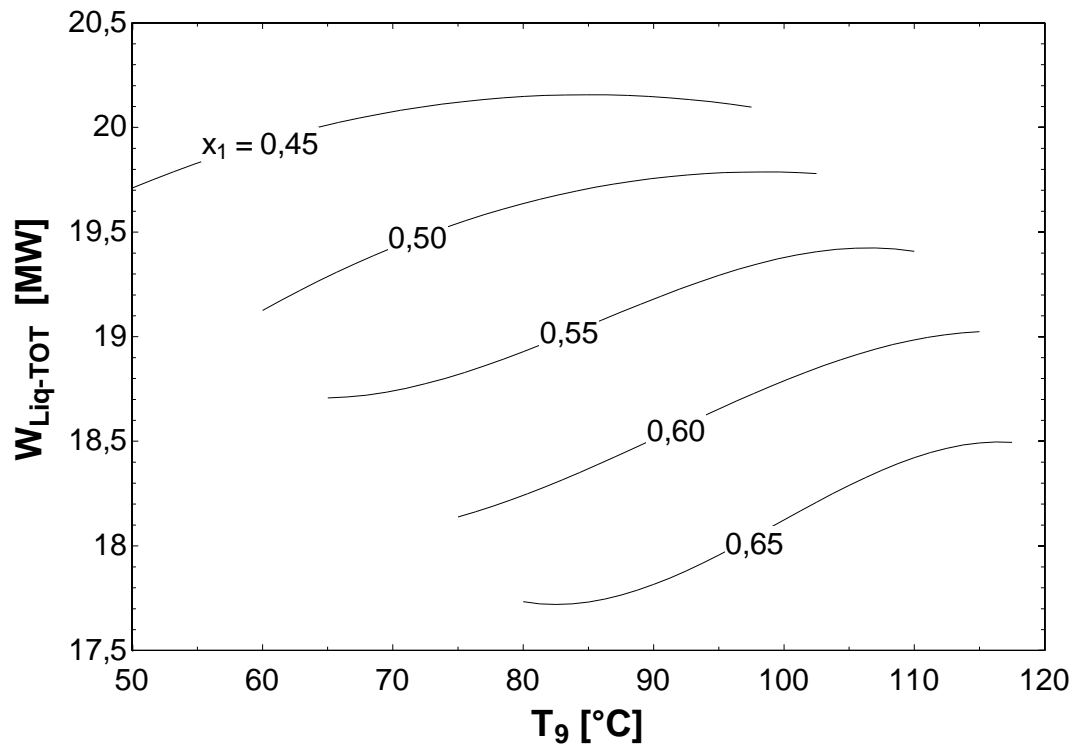


Figura 47 - Trabalho Líquido Total em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 4)

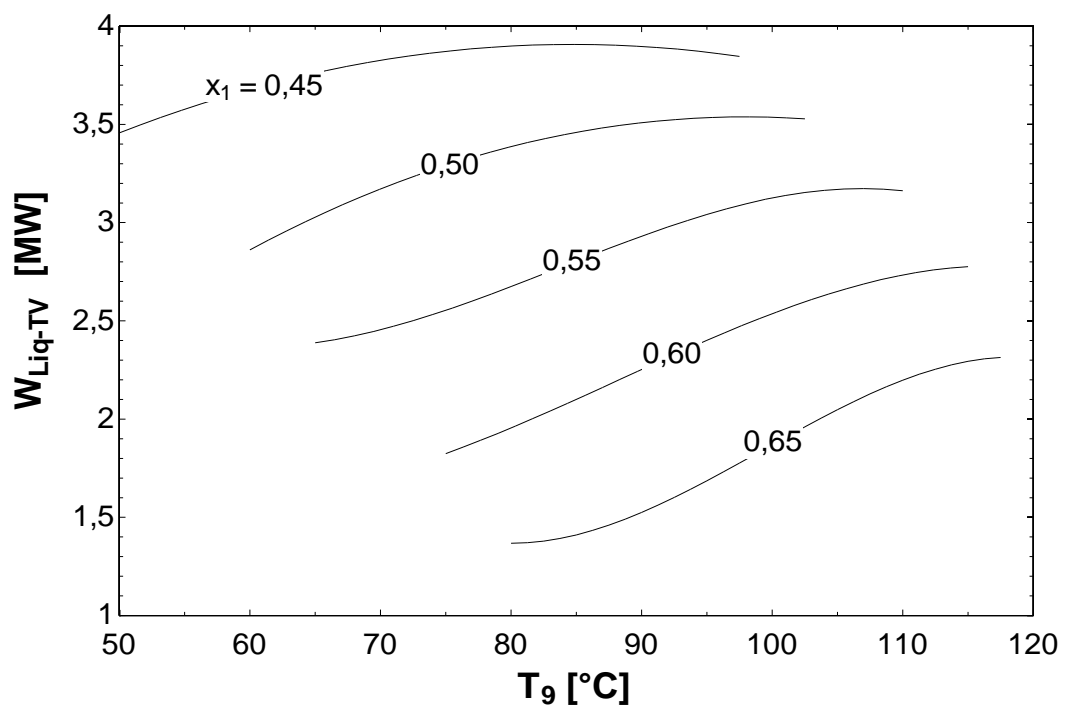
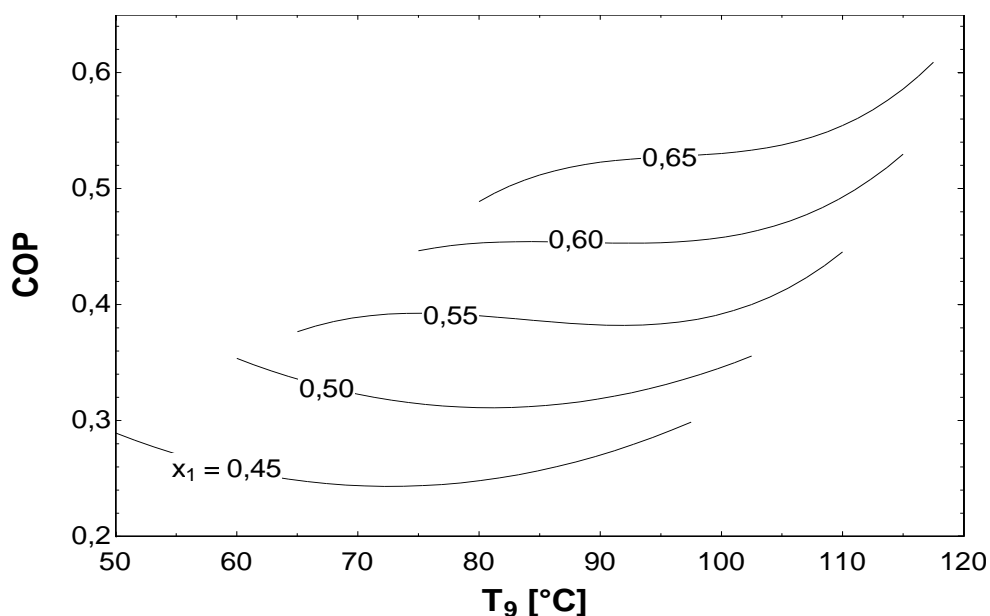


Figura 48 - Trabalho Líquido da Turbina a Vapor em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 4)

Esse decréscimo no trabalho líquido gerado ocorreu devido à falta do processo de absorção antes do de pressurização. Nas Configurações 2 e 3, o refrigerante proveniente do evaporador (EVAP) era misturado e absorvido pela mistura oriunda do separador SEP2. Nesse processo, a fração de vapor na mistura resultante era diminuída por meio do resfriamento do absorvedor (ABS). Assim, havia uma quantidade maior de líquido do que de vapor a ter sua pressão elevada. Na Configuração 4, entretanto, não há processo de absorção antes do de pressurização. Dessa forma, embora a quantidade total de mistura a ser pressurizada seja menor, o trabalho gasto para elevar a pressão somente do vapor de refrigerante é mais alto do que aquele necessário para elevar a pressão de toda mistura de retorno para o ciclo Kalina.

Como a capacidade de refrigeração dessa configuração é superior a das anteriores, mesmo com a redução no trabalho líquido total, o COP assim como o rendimento térmico global acabam possuindo valores mais elevados, como pode ser observado na Figura 49 e Figura 50. O COP, por exemplo, pode atingir valores próximos a 0,6, enquanto que o rendimento térmico global é superior a 50% em toda faixa de operação da planta de cogeração, podendo alcançar o valor máximo de 56%.

A Figura 51 ilustra como o rendimento térmico global varia com a relação de carga térmica retirada do ambiente e o trabalho líquido total. Note que este varia de maneira semelhante ao que ocorria nas outras configurações.



**Figura 49 - Coeficiente de Performance (COP) em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 4)**

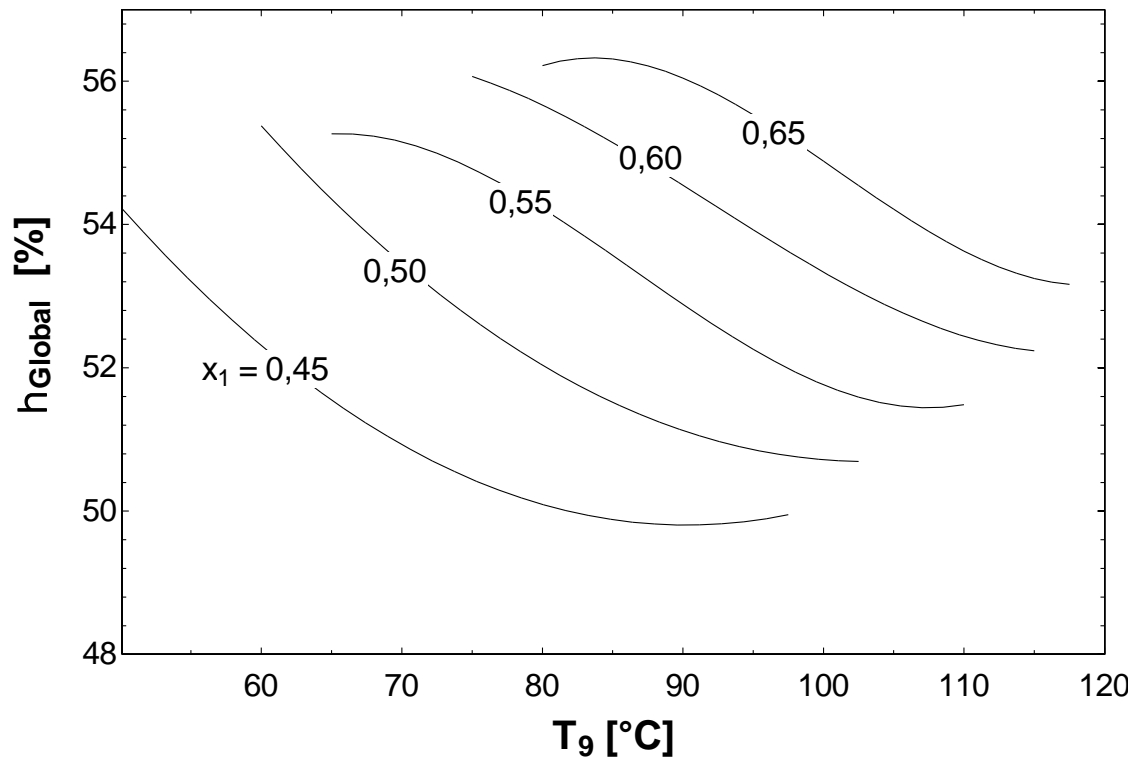


Figura 50 - Rendimento Térmico Global em Função da Temperatura de Operação do Separador SEP1 (Configuração 4)

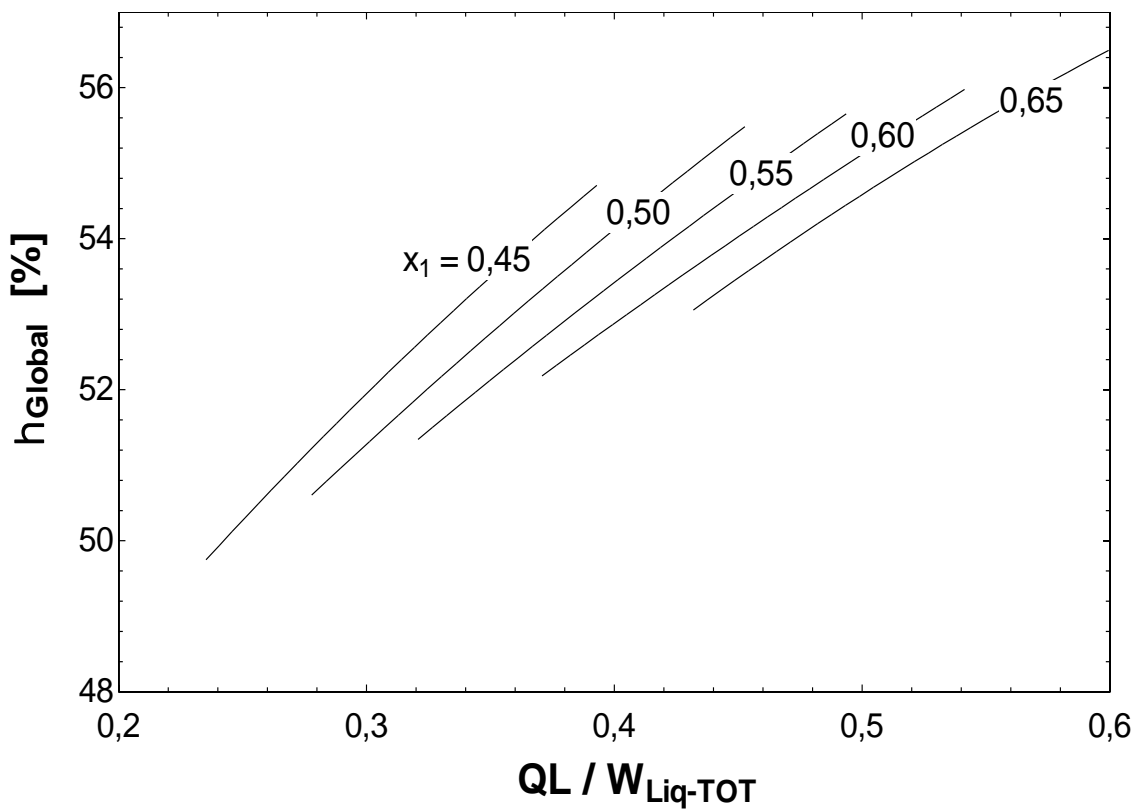
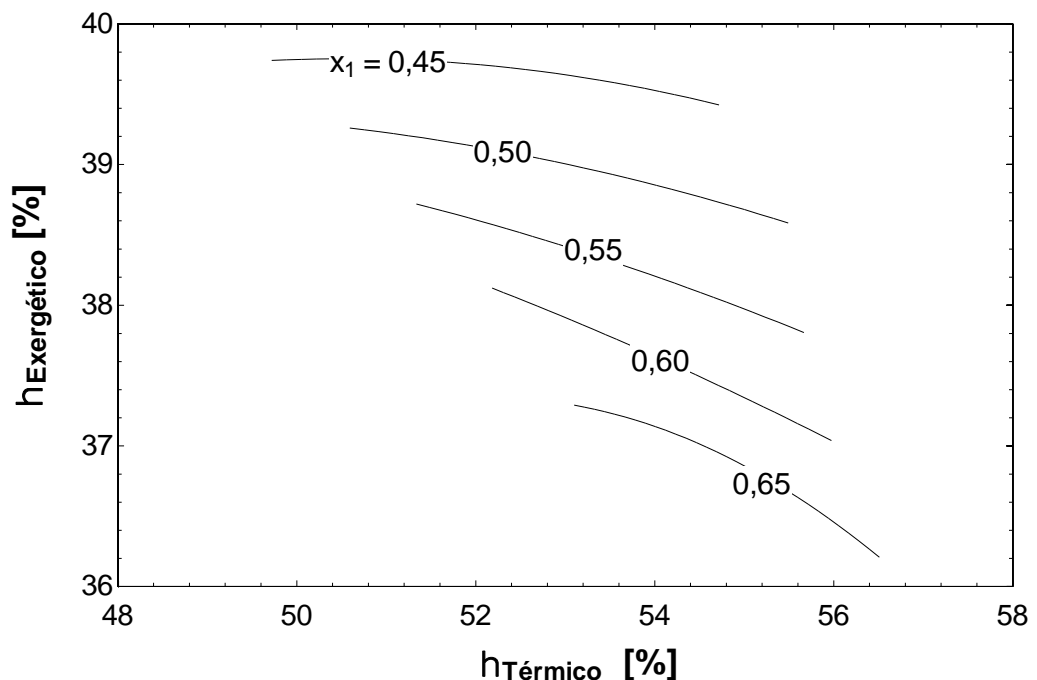


Figura 51 - Rendimento Térmico Global em Função da Razão de Carga Térmica Retirado Ambiente e do Trabalho Líquido Total (Configuração 4)

Devido à diminuição do trabalho líquido total gerado, o rendimento exergético dessa instalação apresentou valores inferiores daqueles obtidos para as outras configurações, como pode ser observado na Figura 52. Observe que a faixa de variação do rendimento térmico global também está menor, confirmando que este apresenta um valor médio maior do que nas Configurações 2 e 3. Por fim, nota-se que o rendimento exergético continua sendo mais elevado para as regiões de menor rendimento térmico, ou seja, nas regiões onde há maior geração de trabalho líquido em comparação a de carga térmica retirada no evaporador (EVAP), conduzindo a elevados COP's e baixas vazões mássicas do fluxo de Estado 4.



**Figura 52 - Rendimento Exergético em Função do Rendimento Térmico (Configuração 4)**

Apesar da baixa geração de trabalho líquido quando comparada as outras instalações, essa configuração apresenta valores de COP,  $Q_L$  e rendimento térmico global, em média, superiores.

Além disso, sua instalação potencialmente será mais econômica, visto que não há a necessidade do uso do regenerador REG2 e, a única máquina utilizada para elevar a pressão da mistura de retorno para o ciclo Kalina é um compressor típico (CMP2), cuja vazão de operação é inferior a da bomba hidráulica (Configuração 3) e da multifásica (Configuração 4), reduzindo assim, o seu custo de aquisição e manutenção.

Outro fator que auxilia na redução de custo de instalação é o fato de se poderem atingir determinadas cargas térmicas de refrigeração em uma curva de concentração inferior a das outras configurações, o que implica uma menor vazão mássica ao longo de toda tubulação. A título de exemplo, na Configuração 4, uma carga térmica de 8 MW pode ser alcançada com  $T_g$  próximo a 65°C à concentração  $x_1$  de 0,50. Em contrapartida, essa mesma carga só é atingida nas Configurações 2 e 3 com  $T_g$  próximo de 80°C à concentração  $x_1$  de 0,55, embora, o trabalho líquido produzido nessas configurações seja cerca de 0,5 MW superior a da Configuração 4.

Essa vantagem também é aplicada ao trabalho total líquido, ou seja, na Configuração 4 é possível se obter o mesmo valor para curvas de concentração inferiores as das Configurações 2 e 3, embora é possível que sua carga térmica seja inferior.

## 8. CONCLUSÃO

Com base nos dados apresentados, observa-se que, de fato, o ciclo Kalina é mais vantajoso que o Rankine quando operando sob as os mesmos níveis de pressão. Embora o rendimento térmico do ciclo Rankine seja entre 4 e 9% inferior ao do Kalina (podendo, entretanto, ter seu valor elevado através do uso de configurações mais sofisticadas, como ciclos regenerativos), graças à variação de temperatura da mistura de água e amônia que ocorre durante sua mudança de fase no gerador de vapor, o ciclo Kalina consegue aproveitar de maneira mais eficiente a entalpia presente nos gases de exaustão da turbina a gás, o que conduz a uma geração de trabalho líquido de até 34% superiorà gerada pelo Rankine. Nessa configuração de ciclo combinado, o maior rendimento térmico alcançado foi de cerca de 49%, na qual a planta estava operando com o fluxo de entrada na turbina a vapor a 500 °C, 100 bars e, concentrações de amônia de 0,65, gerando um trabalho líquido total de cerca de 24,5 MW.

Com relação às plantas propostas de cogeração, a decisão de anexar um ciclo de refrigeração por absorção ao ciclo combinado, resultou no decréscimo do trabalho total líquido gerado, decaindo de 25 MW para cerca de 20 MW, dependendo da configuração, nas regiões onde este parâmetro apresenta valor máximo. Em contrapartida, é possível operar o sistema de refrigeração para uma carga térmica de até cerca de 11 MW, sendo a temperatura de entrada e saída do evaporador de -35 °C e -10 °C, respectivamente.

Sobre o rendimento térmico global, este varia entre 48 a 56%, dependendo da configuração e do ponto de operação. Note que o valor mínimo desse parâmetro é semelhante ao máximo alcançado na planta de ciclo combinado. Dessa forma, as plantas de cogeração conseguem aproveitar de maneira mais eficiente a energia disponibilizada inicialmente pelos gases de exaustão da turbina a gás. Entretanto, esse aumento de rendimento térmico está associado à maior quantidade de carga térmica retirada do ambiente, o que por sua vez, implica na redução do trabalho líquido total e, conseqüentemente do rendimento exergético.

A título de comparação, os parâmetros máximos de operação para a planta de cogeração de Configuração 2 foram 20,25 MW para o trabalho líquido total, 9,5 MW

para carga térmica de refrigeração, 0,48 para o COP, 54% e 40% para o rendimento térmico e exergético respectivamente.

Já para a Configuração 3, esses parâmetros foram: 20,75 MW, 10,8 MW, 0,5, 56,2% e 41%, respectivamente. Por fim, para a Configuração 4, esses parâmetros forma: 20 MW, 10,8 MW, 0,6, 56,2% e 39,8%, respectivamente.

É importante ressaltar que o ciclo de refrigeração por absorção de amônia foi baseado na configuração de simples efeito. Assim, através da utilização de configurações mais sofisticadas, como a de duplo efeito ou o GAX (Generator/Absorber Heat Exchange), seria possível aumentar tanto o Coeficiente de Performance (COP), quanto a capacidade de refrigeração, o que resultaria em um incremento adicional no rendimento térmico e exergético global da planta, além de não comprometer o trabalho líquido total gerado no caso das Configurações 2 e 3, já que na 4 o trabalho consumido pelo compressor é proporcional a vazão mássica de refrigerante puro.

Além disso, vale lembrar também que o aumento da temperatura de operação do SEP1 ( $T_9$ ) limita a temperatura de saída dos gases de exaustão da turbina a gás (Estado E). Assim, quanto maior  $T_9$  maior será  $T_E$ . Como resultado, a entalpia remanescente nesses gases após saírem do gerador de vapor (GV) pode ser utilizada para dois diferentes propósitos, que visam aumentar ainda mais a eficiência global da instalação. Um deles é fornecimento de energia para o aquecimento de água, o que transformaria o sistema atual de cogeração em um de trigeração. O outro seria a utilização dessa entalpia como fonte de energia para o sistema de refrigeração, aumentando-se assim, a quantidade de vapor de refrigerante que circula nessa planta. Claro que essas são apenas algumas sugestões, cuja viabilidade operacional deve ser analisada.

Por fim, é importante deixar claro que o estabelecimento da configuração ideal irá depender de fatores econômicos e de operação. Por exemplo, entre a Configuração 2 e 3 é necessário se avaliar quanto o preço da compra de um separador de líquido-vapor, uma bomba hidráulica e um compressor será superior ao de uma bomba multifásica, que deve possuir capacidade de vazão superior ao dos equipamentos anteriores. Já entre as Configurações 3 e 4 ou 2 e 4, a análise é um pouco mais complicada. Isso porque se torna necessário avaliar o impacto que a vazão mássica terá sobre os custos de instalação. Como descrito anteriormente, a



vantagem da Configuração 4 sobre as demais é o fato de, ao se estabelecer o trabalho líquido total ou a carga térmica, esta irá operar sobre o uma curva de menor concentração, ou seja, o fluxo mássico ao longo da planta será menor, diminuindo, por exemplo, os custos gastos com suas instalações (tubulações). Em contrapartida, é possível que o outro parâmetro apresente um valor inferior ou até mesmo superior, dependendo da região de operação. Daí a necessidade de uma análise mais aprofundada para saber, de fato, qual configuração será mais adequada para cumprir os requisitos de operação. Além disso, as amplitudes das variações do trabalho total líquido e da carga térmica no Evaporador (EVAP) na Configuração 3 são menores que nas outras configurações, o que indica que nesta, tais parâmetros apresentam valores mais constantes.

Independentemente da configuração escolhida e do fato de que o aumento da carga térmica retirado do ambiente exige a diminuição do trabalho líquido gerado, as plantas de cogeração propostas mostram-se uma alternativa interessante para aplicações onde há a necessidade de geração de potência e de resfriamento, visto que o seu rendimento térmico global é superior àquele da planta de ciclo combinado, configuração esta, capaz de gerar a maior quantidade de trabalho líquido entre as plantas estudadas.

## 9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BARJA, G. J. A. **A cogeração e sua inserção ao sistema elétrico.** Dissertação de Mestrado, Publicação ENM.DM 100A/06, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 2006. 157 p.

Van WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica.** 6ª Edição, Edgard Blücher, 2003.

MORAN, Michael.J.; SHAPIRO, Howard N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics.**Fifth Edition. New York: John Wiley & Sons, 2006.

CENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Thermodynamics: An Engineering Approach.** Fifth Edition. New York, McGraw-Hill: 2005.

OLIVEIRA JUNIOR, S. et al. **Sistema de Refrigeração por Absorção.**Escola Politécnica da USP, Departamento de Engenharia Mecânica. São Paulo: 2004.

STOECKER, W.F.; JONES, J.W. **Refrigeração e Ar Condicionado.** São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

AMANO, Yoshiharu et al.**A Hybrid Power Generation and Refrigeration Cycle with Ammonia-Water Mixture.**Proceedings of 2000 International Joint Power Generation Conference.Miami Beach, Florida, July 23-26, 2000.

HENRY A. MLCAK, PE.**An Introduction to the Kalina Cycle.**ASME PWR Vol. 30, Proceedings of the International Joint Power Generation Conference, Book No. H01077. 1996, Houston, Texas.

THORIN, Eva. **Power Cycles with Ammonia-Water Mixtures as Working Fluid - Analysis of Different Applications and The Influence of Thermophysical Properties.**Doctoral Thesis.Royal Institute of Technology. Stockholm, Sweden, 2000.

HEROLD, Keith E.; RADERMACHER, Reinhard; KLEIN, A. Sanford. **Absorption Chillers and Heat Pumps**. First Edition. CRC Press, January, 1996.

GANESH, N. Shankar; SRINIVAS, Tangellapalli. **Processes development for high temperature solar thermal kalina power station**. Department of Mechanical Engineering - Kingston Engineering College, Vellore 632 059, Tamil Nadu, India, 1987.

## 10. APÊNDICE A – ESTADOS TERMODINÂMICOS

A seguir serão apresentados os estados termodinâmicos dos diferentes pontos ao longo das plantas propostas (ciclo combinado e cogeração). Vale ressaltar que o software EES utiliza  $q = 1,001$  para indicar que a mistura encontra-se no estado de vapor superaquecido e,  $q = -0,001$  no de líquido sub-resfriado.

**Tabela 8 - Estados Termodinâmicos da Planta de Ciclo Combinado (Configuração 1)**

Estado	$x_i$	$P_i$ [bar]	$T_i$ [K]	$\dot{m}_i$ [kg/s]	$h_i$ [kJ/kg]	$q_i$	$s_i$ [kJ/kg-K]
1	0,65	100	773,1	10,98	2841	1,001	6,348
2	0,65	2,467	448,2	10,98	2082	1,001	6,815
3	0,65	2,467	348	10,98	1129	0,6676	4,233
4	0,40	2,467	328,7	43,51	283,6	0,1634	1,505
5	0,40	2,467	308,1	43,51	-72,66	0	0,3897
6	0,40	7,806	308,2	43,51	-71,89	-0,001	0,3902
7	0,40	7,806	308,2	37,62	-71,89	-0,001	0,3902
8	0,40	7,806	346	37,62	98,35	0,001928	0,9106
9	0,40	7,806	363,1	37,62	376,6	0,1352	1,692
10	0,3156	7,806	363,1	32,53	195,3	0	1,147
11	0,3156	7,806	318,2	32,53	-1,593	-0,001	0,5688
12	0,3156	2,467	318,3	32,53	-1,593	-0,001	0,5707
13	0,9396	7,806	363,1	5,087	1537	1	5,174
14	0,9396	7,806	308,5	5,087	1101	0,8318	3,887
15	0,40	7,806	308,2	5,892	-71,89	-0,001	0,3902
16	0,65	7,806	330,7	10,98	471,8	0,3281	2,034
17	0,65	7,806	308,1	10,98	-53,29	0	0,3898
18	0,65	100	310	10,98	-38,07	-0,001	0,3997
19	0,65	100	353,1	10,98	163,6	-0,001	1,008

**Tabela 9 - Estados Termodinâmicos da Planta de Cogeração (Configuração 2)**

Estado	$x_i$	$P_i$ [bar]	$T_i$ [K]	$\dot{m}_i$ [kg/s]	$h_i$ [kJ/kg]	$q_i$	$s_i$ [kJ/kg-K]
1	0,55	100	773,1	10,48	2924	1,001	6,454
2	0,55	11,62	556,5	10,48	2425	1,001	6,689
3	0,55	11,62	426,2	10,48	1957	0,9268	5,689
4	0,40	11,62	419,3	18,73	1222	0,485	3,78
5	0,40	5,416	347,6	18,73	286	0,1193	1,459
6	0,40	5,416	347,6	18,73	286	0,1193	1,459
7	0,40	5,416	347,6	11,77	286	0,1193	1,459
8	0,40	5,416	347,6	11,77	286	0,1192	1,459
9	0,40	5,416	373,1	11,77	702,3	0,2993	2,609
10	0,2094	5,416	373,1	8,248	286,8	0	1,312
11	0,2094	5,416	373,1	8,248	286,8	0	1,312
12	0,2094	11,62	373,3	8,248	287,7	-0,001	1,313
13	0,8461	5,416	373,1	3,524	1675	1	5,645
14	0,8461	5,416	315,7	3,524	945,3	0,7	3,557
15	0,40	5,416	347,6	6,955	286	0,1193	1,459
16	0,55	5,416	340,4	10,48	507,7	0,3107	2,176
17	0,55	5,416	308,1	10,48	-79,07	0	0,3654
18	0,55	100	309,7	10,48	-64,31	-0,001	0,3749
19	0,55	100	363,1	10,48	181	-0,001	1,105
20	0,6625	11,62	419,3	9,082	1963	1	5,833
21	0,9995	11,62	311,1	5,468	1298	1	4,302
22	0,9995	11,62	303	5,468	140,7	0	0,4981
23	0,9995	0,9083	237,7	5,468	140,7	0,2181	0,6482
24	0,9995	0,9083	263	5,468	1277	1	5,411
25	0,1528	11,62	419,3	3,614	523,5	0	1,848
26	0,1528	11,62	419,3	13,26	523,5	4,794E-06	1,848
27	0,1528	0,9083	348,2	13,26	523,5	0,1543	1,951
28	0,40	0,9083	303	18,73	193,6	0,1702	1,3

**Tabela 10 - Estados Termodinâmicos da Planta de Cogeração (Configuração 3)**

Estado	$x_i$	$P_i$ [bar]	$T_i$ [K]	$\dot{m}_i$ [kg/s]	$h_i$ [kJ/kg]	$q_i$	$s_i$ [kJ/kg-K]
1	0,45	100	773,1	10,34	3007	1,001	6,541
2	0,45	11,62	550,5	10,34	2516	1,001	6,775
3	0,45	11,62	517,9	10,34	2437	1,001	6,628
4	0,40	11,62	433	14,2	1809	0,7624	5,155
5	0,40	3,308	332,5	14,2	237,8	0,1277	1,347
6	0,40	3,308	332,5	14,2	237,8	0,1277	1,347
7	0,40	3,308	332,5	4,832	237,8	0,1277	1,347
8	0,40	3,308	332,5	4,832	237,8	0,1277	1,347
9	0,40	3,308	343,1	4,832	406,3	0,2007	1,843
10	0,2661	3,308	343,1	3,862	127,5	0	0,9211
11	0,2661	3,308	343,1	3,862	127,5	0	0,9211
12	0,2661	11,62	343,3	3,862	128,7	-0,001	0,9218
13	0,933	3,308	343,1	0,9699	1517	1	5,515
14	0,933	3,308	268,8	0,9699	407,9	0,3704	1,7
15	0,40	3,308	332,5	9,369	237,8	0,1277	1,347
16	0,45	3,308	326,7	10,34	253,8	0,1638	1,425
17	0,45	3,308	308,1	10,34	-80,91	0	0,3738
18	0,45	100	309,5	10,34	-66,52	-0,001	0,3831
19	0,45	100	333,1	10,34	37,49	-0,001	0,7069
20	0,4935	11,62	433	10,83	2182	1	6,139
21	0,9995	11,62	311,1	4,735	1298	1	4,302
22	0,9995	11,62	303	4,735	140,7	0	0,4981
23	0,9995	0,9083	237,7	4,735	140,7	0,2181	0,6482
24	0,9995	0,9083	263	4,735	1277	1	5,411
25	0,1001	11,62	433	6,091	614,9	0	1,997
26	0,1001	11,62	433	9,465	614,9	-0,001	1,997
27	0,1001	0,9083	356,7	9,465	614,9	0,1586	2,103
28	0,40	0,9083	303	14,2	193,6	0,1702	1,3
29	0,9707	0,9083	303	2,417	1397	1	5,798
30	0,9707	3,308	421,4	2,417	1655	1,001	5,892
31	0,2829	0,9083	303	11,78	-53,28	0	0,3771
32	0,2829	3,308	303	11,78	-52,94	-0,001	0,3773

**Tabela 11 - Estados Termodinâmicos da Planta de Cogeração (Configuração 4)**

Estado	$x_i$	$P_i$ [bar]	$T_i$ [K]	$\dot{m}_i$ [kg/s]	$h_i$ [kJ/kg]	$q_i$	$s_i$ [kJ/kg-K]
1	0,65	100	773,1	10,88	2841	1,001	6,348
2	0,65	11,62	562,4	10,88	2334	1,001	6,584
3	0,65	11,62	562,4	10,88	2334	1,001	6,584
4	0,40	11,62	419,2	24,96	1217	0,4829	3,77
5	0,9995	7,806	456	7,276	1697	1,001	5,553
6	0,40	7,806	388,1	24,96	789,7	0,316	2,786
7	0,40	7,806	388,1	20,59	789,7	0,316	2,786
8	0,40	7,806	388,1	20,59	789,7	0,316	2,786
9	0,40	7,806	388,1	20,59	789,7	0,316	2,786
10	0,2069	7,806	388,1	14,08	354,5	0	1,487
11	0,2069	7,806	388,1	14,08	354,5	0	1,487
12	0,2069	11,62	388,2	14,08	355,1	-0,001	1,487
13	0,818	7,806	388,1	6,506	1732	1	5,598
14	0,818	7,806	355,8	6,506	1186	0,7687	4,142
15	0,40	7,806	388,1	4,371	789,7	0,316	2,786
16	0,65	7,806	370,8	10,88	1027	0,5842	3,611
17	0,65	7,806	308,1	10,88	-53,29	0	0,3898
18	0,65	100	310	10,88	-38,07	-0,001	0,3997
19	0,65	100	378,1	10,88	288,3	-0,001	1,349
20	0,6641	11,62	419,2	12,05	1961	1	5,829
21	0,9995	11,62	311,1	7,276	1298	1	4,302
22	0,9995	11,62	303	7,276	140,7	0	0,4981
23	0,9995	0,9083	237,7	7,276	140,7	0,2181	0,6482
24	0,9995	0,9083	263	7,276	1277	1	5,411
25	0,1533	11,62	419,2	4,779	522,6	0	1,846
26	0,1533	11,62	419,2	17,68	522,6	5,054E-06	1,846
27	0,1533	7,806	405,9	17,68	522,6	0,03355	1,85

