

**UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ**

**Ademir Edson Fernandes**

**ESTUDO DE CASO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO EM  
UMA INDÚSTRIA FARMACÊUTICA**

**Taubaté – SP**

**2011**

**UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ**

**Ademir Edson Fernandes**

**ESTUDO DE CASO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO EM  
UMA INDÚSTRIA FARMACÊUTICA**

Dissertação apresentada para obtenção do Título de Mestre pelo Curso de Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté.  
Area de Concentração: Projeto Mecânico  
Orientador: Prof. Dr. Jose Rui Camargo

**Taubaté – SP**

**2011**

**FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELO  
SIBI - Sistema Integrado de Biblioteca / UNITAU**

Fernandes, Ademir Edson.

Estudo de caso de um sistema de cogeração em uma indústria farmacêutica./ Ademir Edson Fernandes – Taubaté: Unitau, 2011.

54f. : il; 30 cm.

Dissertação (Mestrado) – Universidade de Taubaté.

Departamento de Engenharia Mecânica. Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica.

Orientador: Jose Rui Camargo.

1. Ciclo Brayton, 2. Co-geração de Energia
3. Sistema de resfriamento de líquido por absorção Vapor-LiBr

**ESTUDO DE CASO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO EM UMA INDÚSTRIA  
FARMACÊUTICA**

Dissertação apresentada para obtenção do Título de Mestre  
pelo Curso de Engenharia Mecânica do Departamento de  
Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté.  
Area de Concentração: Cogeração de Energia Sistema de  
resfriamento de líquidos por absorção Vapor-LiBr  
Orientador: Prof. Dr. Jose Rui Camargo

**Data:**.....

**Resultado:**.....

**BANCA EXAMINADORA**

**Prof. Dr. José Rui Camargo**

**Universidade de Taubaté**

**Assinatura**\_\_\_\_\_

**Prof. Dra. Daniela Helena Pelegrine Guimarães**

**Universidade de Taubaté**

**Assinatura**\_\_\_\_\_

**Prof. Prof. Dr. Sebastião Cardoso**

**Vale Soluções em Energia**

**Assinatura**\_\_\_\_\_

## **CESSÃO DE DIREITOS**

AUTOR: Ademir Edson Fernandes.

TÍTULO: Estudo de caso de um sistema de cogeração em uma indústria farmacêutica

GRAU: Mestre ANO: 2011

É concedida à Universidade de Taubaté, UNITAU, permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

---

Eng. Mecânico Ademir Edson Fernandes

Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade de Taubaté, Unitau

Campus Universitário

fernana4@ig.com.br

**Dedicatória:**

**Dedico esse trabalho a minha esposa Rachel Macopi Grolla aos meus pais, Francisco Fernandes e Geny Dias Fernandes e aos meus Filhos.**

## **Agradecimentos**

Agradeço primeiramente a Deus, pela honra de estar nesta terra admirando a sua obra e a natureza, onde tudo a nossa volta parece estar gritando tenho energia, tenho força, abra sua mente e ouvidos e me utilize. Como Isaac Newton que traçou um paralelo entre o conhecimento intelectual e a vastidão do oceano, declarando que *“havia tido o privilégio de juntar alguns seixinhos na praia”*. Tais pensamentos nos deveriam convencer de que, quanto mais afetosamente tratarmos com a natureza, a maravilhosa manufatura de Deus, mais nos aproximamos do Infinito. A pequenez do ego humano diminui em proporção direta.

Agradeço a minha Mãe Geny Dias Fernandes que praticamente Cega viúva de um marido que antes de morrer conviveu com câncer por cinco anos e diversas cirurgias, deixou minha mãe com duas crianças para criar, sem posses e sem estudo ela encarou a vida de frente e venceu e me presenteou com a fome e a necessidade do conhecimento, algo que ninguém poderia me roubar e que ao mesmo tempo nunca ficaria saciado.

Agradeço a todos os professores e profissionais da Universidade Taubaté, pois todos fizeram parte desta pequena historia e em especial aos Professores da Banca que mais do que críticos eles didaticamente aproveitaram a oportunidade para dividir o seu grande conhecimento e de como poderia enriquecer este trabalho, aos meu colegas de trabalho que me ajudaram, dando conselhos e orientações a SIEMENS Energy, na figura de seu representante Sr. Jan Hamestam que contribuiu muito com os cálculos para escolha da melhor solução para a Turbina, a Aalborg Industries S/A, na figura do seu representante o Sr. Antonio Henrique S. Baldner

Agradeço ao Professor Jose Rui Camargo, pelas horas de orientação, correção e ensino e boas dicas que resultaram neste trabalho, por ter sempre tempo para me atender mesmo sendo tão ocupado, sempre dividir seu conhecimento e por sempre me fazer acreditar que estava valendo a pena.

A todos do fundo do meu coração o meu Obrigado,

**Ademir**

## **Resumo**

No atual período de incertezas na geração e transmissão de energia elétrica no Brasil, a utilização dos sistemas de cogeração com uso de gás natural, tornou-se uma grande oportunidade econômica, estratégica e tecnológica, para as pequenas e médias empresas, considerando a extensão e perspectivas de expansão da rede de distribuição de gás natural. Uma empresa farmacêutica para se manter competitiva e reduzir o impacto dos custos indiretos em seus produtos, necessitava aumentar sua linha de injetáveis, produzindo no Brasil alguns medicamentos que até então eram importados de filiais em outros países e para que isto fosse possível, teria de investir na construção de novos laboratórios, compra de equipamentos, aumento de utilidades para sua fabricação como vapor de água para injetáveis, sistema de HVAC para salas limpas, o que levaria a um aumento de consumo de energia, vapor, água de refrigeração. Este investimento inviabilizaria a produção desta nova linha de produtos, pois tanto o custo do investimento em novas centrais de utilidades, quanto mais o custo desta geração e sua manutenção, decretariam um fim para a esta empreita. Neste trabalho, apresentou-se uma alternativa como solução para viabilizar esta instalação, trocando-se os chillers convencionais por um chiller de absorção, que além de consumir pouca energia elétrica utilizando a troca térmica entre brometo de lítio e vapor para gerar água de resfriamento para o sistema de ar condicionado, o sistema proposto proporcionou um aumento de fornecimento de vapor não só para alimentar o sistema de HVAC como para a produção da fábrica, anexo a esta caldeira de recuperação é proposto a instalação de uma turbina a gás com condições suficientes de gerar energia elétrica para todo o site e ainda ter condições de negociar o excedente de energia para ser vendido para a concessionária. O resultado deste sistema proposto demonstrou uma excelente eficiência, frente ao sistema convencional, o que tecnicamente se apresentou como muito viável.

**Palavras Chave:** Co-geração de Energia, Ciclo Brayton, Sistema de resfriamento de líquido por absorção Vapor-LiBr

## **Abstract**

In the current period of uncertainty in the generation and transmission of electric energy in Brazil, the use of cogeneration systems using natural gas, has become a great economic opportunity, strategic and technology for small and medium enterprises, considering the extent and prospects for expansion of the distribution of natural gas. A pharmaceutical company to remain competitive and reduce the impact of indirect costs in their products, needed to increase its line of injectables, producing here in Brazil some drugs that were previously imported from subsidiaries in other countries and to make this possible, would invest in building new laboratories, purchase equipment, increase of utilities for its manufacture steam as water for injection, the HVAC system for clean rooms, leading to an increased consumption of energy, steam, cooling water. This investment would make impracticable the production of this new line of products, therefore not only the cost of the investment in new central offices of utilities, the more the cost of this generation of utilities and its maintenance, would decree an end for the this take over on a contract basis. In this work, presented as an alternative solution to enable this facility, exchanging conventional chillers for an absorption chiller, which besides consume little electricity using the heat exchange between lithium bromide to generate steam and cooling water for the air conditioning system, the proposed system provided an increased supply of steam to feed not only the HVAC system for the production of manufactures, attached to this recovery boiler is proposed to install a gas turbine with sufficient conditions generate electricity for the entire site and still be able to trade the surplus energy to be sold to the utility. The result of this proposed system showed an excellent efficiency, compared to the conventional system, which technically is presented as very viable.

**Keywords:** Co-generation Power, Brayton cycle, liquid cooling system for Steam-LiBr absorption

## Lista de Figuras

Figura 1 – Caldeira ATA , fonte Catalogo ATA	20
Figura 2 – CHILLER TRANE, fonte Catalogo TRANE	21
Figura 3 - Sistema de Cogeração	27
Figura 4 – Representação esquemática de uma turbina a gás	28
Figura 5 – Exemplo de uma caldeira de recuperação.	30
Figura 6 – Esquema com os principais equipamentos de uma caldeira de recuperação	34
Figura 7 – Diagrama esquemático da caldeira de recuperação de calor	35
Figura 8: Chiller de adsorção	37
Figura 9 - Princípio de funcionamento do chiller de adsorção Mycom	38
Figura 10 - Rendimento energético: Adsorção vs. Absorção (fonte: KRUM International)	39
Figura 11 - Sistema de Refrigeração através de um Chiller de absorção por queima indireta	42
Figura 12 - Componentes e funcionamento de um chiller de absorção de duplo efeito	43
Figura 13 – Ciclo aberto com turbina a gás	44
Figura 14 – Esquema do acoplamento da turbina a gás com a caldeira de recuperação.	45
Figura 15 – Fluxograma do Sistema de Cogeração	46
Figura 16– Demanda Térmica e Elétrica	47
Figura 17 - Diagrama Entalpia x Entropia de Ciclo Brayton (ideal) e ciclo real a gás.	49
Figura 18 - Representação esquemática do Gerador	57
Figura 19 – Representação esquemática do Trocador de Calor	58
Figura 20 – Representação esquemática do Condensador	59
Figura 21 – Representação esquemática do Evaporador	60
Figura 22 - Memória de Calculo Caldeira ATA	65
Figura 23 - Caldeira ATA AV-4/AQ-2 - Caldeira para Turbinas a Gás	66
Figura 24 - Memória de Calculo Turbina Siemens	67
Figura 25 - Turbina SGT 300 Siemens	68
Figura B 1 – Investimento no setor elétrico de 1980 a 1999.	86
Figura C 1 – Gasodutos no Brasil	100

## **Lista de Tabelas**

Tabela 1 – Valores para dimensionamento de caldeiras de recuperação	36
Tabela 2 Descrição dos Volumes de Controle	46
Tabela 3 – Resultados do estudo energético do sistema convencional.	70
Tabela 4 – Resultados do estudo energético do sistema de cogeração.	70
Tabela B. 1 – Quadro comparativo do Setor Elétrico Brasileiro.	87
Tabela B. 2– Evolução da potência instalada no Brasil (MW).	91
Tabela C. 1 – Vendas de gás das distribuidoras brasileiras por segmento.	97
Tabela C. 2 – Propriedades médias do gás natural boliviano.	101
Tabela C. 3 - Composição média em volume do gás natural boliviano.	102

## **Lista de Símbolos**

$F$  - Relação combustível/ar

$h$  - Entalpia específica (kJ/kg)

$\hat{h}$  - Entalpia específica molar, incluindo a entalpia de formação (kJ/kmol)

$\dot{m}$  - Fluxo de massa (kg/s)

$\dot{n}$  - Número de moles do componente químico (kmol)

$P$  - Pressão (kPa)

$\dot{Q}$  - Fluxo de calor (kW)

$S$  - Variável de conversão de tamanho ou capacidade do equipamento

$T$  - Temperatura (°C)

$T_a$  - Temperatura referente à água (°C)

$T_g$  - Temperatura referente aos gases (°C)

$\dot{W}$  - Potência (kW ou MW)

$\eta$  - Eficiência ou rendimento baseado na primeira lei da termodinâmica (%)

$M$  - Potencial químico (kJ/kmol)

## **Subscritos**

$0$  - Estado de referência

$ap$  - Referente ao approach

$b$  - Referente ao bombeamento

$C$  - Referente ao compressor

$CC$  - Referente à câmara de combustão

$Comb$  - Referente ao combustível

$CR$  - Referente à caldeira de recuperação

$DA$  - Referente ao desaerador

$e$  - Entradas dos fluxos em cada volume de controle

$ele$  - Referente à eletricidade

$exp$  - Referente ao expensor ou turbina

$f$  - Referente às propriedades físicas

$g$  - Referente ao gerador elétrico

$ger$  - Referente à geração

$gn$  - Referente ao gás natural

$i, k$  - Contadores

*iso* - Referente ao processo isentrópico  
*P* - Referente aos produtos de combustão  
*pp* - Referente ao pinch point  
*Q* - Referente a calor  
*q* - Referente às propriedades químicas  
*R* - Referente aos reagentes  
*Ver* - Referente ao processo reversível  
*s* - Saídas dos fluxos em cada volume de controle  
*t*- Referente à total  
*teor* - Referente ao valor teórico  
*TG* - Referente à turbina a gás  
*vc*- Referente ao volume de controle  
*w* - Referente ao trabalho

### **Abreviaturas**

*COP* – Coeficiente de Performance

*HVAC*- “*Heating, Ventilation and Air Conditioning*” ou seja Aquecimento, ventilação e ar condicionado.

*TR*- Tonelada de Refrigeração

*PCI* - Poder Calorífico Inferior

*URL* – Unidade Resfriadora de Líquido

*TC* - Trocador de calor

# SUMÁRIO

<b>Capítulo 1 – Introdução</b> .....	16
<b>1.1 - Cenário Energético Brasileiro</b> .....	16
<b>1.2 – Importância do Estudo</b> .....	17
<b>1.3 - Objetivo</b> .....	18
<b>1.4 - Materiais e Métodos</b> .....	19
<b>1.5 - Cenário de uma Indústria Farmacêutica</b> .....	19
<b>1.6 – Estado da Arte</b> .....	22
<b>2.1 – Principais Equipamentos Utilizados em Plantas de Cogeração a Gás</b> .....	27
<b>2.1.1. Turbinas a Gás</b> .....	27
<b>2.1.2. Caldeiras de Recuperação</b> .....	30
<b>2.1.2.1. - Principais componentes de uma caldeira de recuperação</b> .....	32
<b>2.1.3. Chillers</b> .....	37
<b>2.1.3.1. – Descrição da tecnologia</b> .....	37
<b>2.1.3.2. – Chiller de Adsorção</b> .....	37
<b>2.1.3.2.1.– Aplicações com água quente como fonte de calor</b> .....	39
<b>2.1.3.2.2. – Vantagens do Chiller de Adsorção</b> .....	40
<b>2.1.3.3. Chiller por Absorção</b> .....	40
<b>2.1.3.3.1. Aspectos Gerais</b> .....	40
<b>2.1.3.3.2. Vantagens do Chiller por absorção</b> .....	43
<b>2.2. Configurações Típicas de Plantas de Cogeração a Gás</b> .....	44
<b>2.2.1. Plantas de Ciclo Aberto</b> .....	44
<b>2.2.2. Plantas de Ciclo Combinado</b> .....	44
<b>2.3. Sistema utilizado no Estudo</b> .....	46
<b>2.3.1. – Descrição do Processo:</b> .....	47
<b>2.3.2 – Demanda Térmica e Elétrica considerando o sistema convencional:</b> .....	47

<b>Capítulo 3 – Conceitos e Metodologia Aplicada .....</b>	<b>48</b>
<b>3.1. Análise Energética - Ciclo Brayton.....</b>	<b>48</b>
<b>3.2. Aspectos Gerais da Análise pela Primeira Lei da Termodinâmica .....</b>	<b>50</b>
<b>3.3. Modelagem dos Componentes do Ciclo a Gás .....</b>	<b>50</b>
<b>3.3.1 - Compressor.....</b>	<b>50</b>
<b>3.3.2 - Câmara de Combustão .....</b>	<b>51</b>
<b>3.3.3 - Turbina.....</b>	<b>52</b>
<b>3.3.4 - Gerador.....</b>	<b>53</b>
<b>3.4. Modelagem dos Componentes do Ciclo a Vapor .....</b>	<b>53</b>
<b>3.4.1. Caldeira de Recuperação.....</b>	<b>53</b>
<b>3.4.2. Desaerador .....</b>	<b>55</b>
<b>3.5 Modelagem dos componentes do Chiller.....</b>	<b>55</b>
<b>3.5.1. Ciclo.....</b>	<b>55</b>
<b>3.5.2. Absorvedor.....</b>	<b>56</b>
<b>3.5.3. Gerador .....</b>	<b>57</b>
<b>3.5.4. Trocador de Calor .....</b>	<b>58</b>
<b>3.5.5 - Condensador.....</b>	<b>59</b>
<b>3.5.6. Evaporador .....</b>	<b>60</b>
<b>3.5.7. Vantagens e Desvantagens em um Chiller de Absorção .....</b>	<b>61</b>
<b>Capítulo 4 – Premissas e Seleção de Equipamentos.....</b>	<b>62</b>
<b>4.1. Premissas.....</b>	<b>62</b>
<b>4.2 - Considerações para estabelecer os casos.....</b>	<b>63</b>
<b>4.3. - Sistema Convencional.....</b>	<b>70</b>
<b>4.4 - Sistema Proposto de Cogeração.....</b>	<b>70</b>
<b>5.1.1.2. Rendimento Energético Sistema Cogeração .....</b>	<b>70</b>
<b>Capítulo 5 – Discussão .....</b>	<b>71</b>
<b>5.1 - Resultados da Analise Energética.....</b>	<b>72</b>
<b>Referências Bibliográficas .....</b>	<b>75</b>

<b>Anexo A – Fontes e Tecnologias para Geração de Energia</b> .....	79
<b>A.1. Energia Hidrelétrica</b> .....	79
A.2. Energia da Biomassa .....	80
<b>A.3. Energia Nuclear</b> .....	82
<b>A.4. Energia Eólica</b> .....	82
<b>A.5. Energia Fotovoltaica</b> .....	83
<b>A.6. Células Combustíveis</b> .....	84
<b>Anexo B – Aspectos do Sistema Elétrico Brasileiro</b> .....	86
<b>B.1. Histórico e Reestruturação do Sistema Elétrico Brasileiro</b> .....	86
<b>B.2. Evolução da Potência Elétrica Instalada no Brasil</b> .....	90
<b>B.3. Programa Prioritário de Termoeletricidade</b> .....	91
<b>B.4. Crise Energética Brasileira</b> .....	92
<b>B.5. Riscos para a Implantação de Projetos Termelétricos</b> .....	94
<b>Anexo C – Aspectos do Gás Natural no Brasil</b> .....	95
<b>C.1. Histórico</b> .....	96
<b>C.2. Aspectos Regulatórios</b> .....	97
<b>C.3. Aspectos Ambientais</b> .....	98
<b>C.4. Redes de Distribuição e Perspectivas de Aumento de Consumo</b> .....	100
<b>C.5. Características Técnicas</b> .....	101

## Capítulo 1 – Introdução

### 1.1 - Cenário Energético Brasileiro

Após a crise do Petróleo mundial, com racionamento de combustível, impedindo o crescimento das indústrias em função de diversos apagões, por falta de investimentos no setor energético, foi necessário buscar formas de reduzir o consumo e depender menos do petróleo importado. Assim, o Brasil está entre os países que deram maior impulso ao desenvolvimento dos modelos de cogeração, através dos quais se faz simultaneamente, a geração de trabalho (energia elétrica ou mecânica) e calor (energia térmica) a partir de um único combustível, que pode ser o gás natural, o carvão, os derivados do petróleo, ou a biomassa.

Com a privatização do sistema elétrico e o aumento das tarifas de eletricidade, associado à expansão das linhas de transporte e distribuição de gás natural, a cogeração alimentada por este combustível começa a ser avaliada como uma solução economicamente viável para o fornecimento de energia e a garantia de operação das empresas brasileiras.

O aumento do consumo de energia acima da capacidade do setor público em responder ao crescimento dessa demanda, assim como a crise energética decorrente da falta de água em reservatórios das hidrelétricas, conduziram o Brasil a um panorama de incertezas quanto à garantia de oferta de energia. Uma das alternativas para suprir o *déficit* de eletricidade é o estímulo à geração independente e descentralizada e a participação de capital privado no sistema através da construção de pequenas centrais hidrelétricas e termelétricas, além do aumento da geração de energia elétrica através da cogeração.

No Anexo A, são abordados os aspectos gerais da produção de energia, assim como as tendências atuais das tecnologias empregadas e no Anexo B são descritos os principais aspectos que envolveram a reestruturação do setor elétrico brasileiro nos últimos anos, seus principais agentes e programas de incentivo, bem como os motivos que provocaram a crise energética vivida em 2001/2002.

No que diz respeito às empresas químicas ou farmacêuticas, existe um grande consumo de utilidades para a manufatura de medicamentos e os equipamentos para a geração destas utilidades, para filtragem de ar para as salas limpas e de ar condicionado são praticamente responsáveis pelo consumo de energia elétrica e o preço dos medicamentos com um impacto enorme devido a estes custos. e participação na matriz energética brasileira, através da criação do Plano Prioritário de Termelétricas (PPT) e do aumento da rede de

distribuição. Infelizmente, isso não tem ocorrido com a velocidade que se desejava, devido principalmente ao custo ainda relativamente alto do gás natural.

Vale destacar que grande parte das termelétricas brasileiras a gás natural construídas recentemente foi projetada para operar em ciclo combinado, embora, em uma primeira etapa, geralmente são colocadas em operação em ciclo aberto.

Devido à forma de contrato de fornecimento de gás natural através do Gasoduto Bolívia-Brasil (*take or pay*) e, também, devido a não ameaça de uma nova crise energética, não tem havido uma preocupação e/ou pressão do governo em realizar investimentos para a mudança da forma de operação de suas termelétricas a gás natural, mesmo sabendo-se que existe um grande desperdício de energia na operação em ciclo aberto.

Assim, a contribuição do presente estudo é a proposta e discussão de alternativas baseadas em sistemas de ciclo combinado para o aproveitamento dos gases de exaustão das turbinas a gás em uma usina cogeração, evidenciando as vantagens termodinâmicas de cada situação estudada através das análises energética, e contrapartida a outros fatores que devem ser avaliados do ponto de vista econômico, como o custo de venda da eletricidade gerada, o preço de aquisição do gás natural e o preço de equipamentos no mercado, porém a viabilidade econômica não farão parte deste estudo.

Este trabalho analisa a viabilidade técnica, apontando os modelos mais adequados, para aplicação da cogeração de energia para uma Empresa Farmacêutica.

## **1.2 – Importância do Estudo**

A utilização do gás natural como fonte energética ainda é uma alternativa para as necessidades brasileiras de geração de energia. Mesmo com a instabilidade gerada pelo atual governo boliviano, existe a perspectiva de ampliação da oferta de gás natural no Brasil. O País tem como meta a auto-suficiência na produção de gás natural, devido à necessidade de diversificação da matriz energética brasileira. Portanto tem-se expectativa de aumento da produção nacional, com exploração das reservas já existentes e com a descoberta de novas reservas, como a reserva de Tupi, localizada na Bacia de Santos.

O estímulo para ampliação do consumo de gás natural ocorrerá através do aumento da produção nacional. Esta situação apresenta um contexto propício ao aumento da utilização de gás natural como matriz energética nos próximos anos. Põe-se então o imperativo de se

analisar opções viáveis de destinação do gás natural no país. Neste contexto a tecnologia da refrigeração por absorção é também uma das alternativas para a utilização deste insumo.

A aplicação de gás natural em refrigeração no Brasil, ainda se concentra nos grandes centros: São Paulo e Rio de Janeiro, especialmente no Rio de Janeiro onde existem atualmente cerca de 28 mil TR instalados, em sistemas de refrigeração por absorção movidos a gás natural, o que corresponde a cerca de 35% do potencial instalado. Essa participação deverá crescer, segundo especialistas na área, à medida que sejam reduzidos subsídios que tornam artificialmente mais barata a energia elétrica no país em relação ao gás natural (Couto, 2004).

Em virtude da já citada necessidade de diversificação da matriz energética brasileira, o País deverá ampliar a rede de distribuição de gás natural em seu território, o que acabará por expandir o terreno de aplicação da refrigeração por absorção, tanto na cogeração, quanto no aproveitamento de calor residual de processos industriais e mesmo nos sistemas por queima direta de combustível. Ocorre então, a necessidade de pesquisas na área de absorção, orientadas ao aumento do desempenho destas máquinas e ao melhor aproveitamento energético que tornará a utilização da refrigeração por absorção mais viável do ponto de vista econômico e ambiental.

Para fins de avaliação são feitas análises energética, para cada um dos volumes de controle proposto, comparando com o sistema convencional para análise energética entre as duas propostas.

### **1.3 - Objetivo**

Apresentação de um estudo de caso de cogeração para uma empresa Farmacêutica que tem como premissa:

- Implantar um novo sistema de HVAC, um acréscimo de 150 TR totalizando 600TR.
- Aumentar a geração de vapor para a produção em de 1500 kg/hora em um total de 3500 kg/hora.
- As curvas de demanda elétrica e térmica para o site com esta ampliação terá como média de aumento de demanda Elétrica de 3200 kW para 4650 kW e de demanda Térmica de 15200 kW para 27900 kW

Entre os objetivos do presente trabalho podem ser destacados os estudos termodinâmicos para uma unidade farmacêutica que necessita para ser competitiva no

mercado nacional e internacional de uma solução para diminuir os impactos de suas utilidades mais importantes que são vapor, HVAC e principalmente energia elétrica, e uma proposta de uma central de cogeração que opera com gás natural, possa viabilizar este propósito, para tanto serão feitas análises energéticas e a modelação deste novos volumes de controle.

As configurações propostas consistem na utilização do ciclo combinado para o aproveitamento da energia dos gases das turbinas que operam em ciclo aberto e são baseadas nas tecnologias e características construtivas dispostas na literatura. As modificações a serem implementadas são baseadas na incorporação de caldeiras de recuperação às turbinas a gás, substituição dos chillers com gás R22, para Chiller de absorção utilizando-se do vapor gerado nas caldeiras de recuperação.

Após a implementação das equações para cada equipamento é possível se estabelecer a quantidade de vapor produzida fornecendo como dados de entrada os estados do vapor desejado em cada configuração e aproveitar esse vapor para produzir potência na turbina a vapor.

Como resultados da modelagem são apresentados as propriedades termodinâmicas dos fluidos nos principais estados do ciclo, os fluxos mássicos de ar atmosférico, combustível e vapor d'água, os valores de potência.

#### **1.4 - Materiais e Métodos**

Este estudo utiliza-se de volumes de controle conhecidos de fácil aquisição no mercado como turbinas a gás com caldeira de recuperação anexa, chillers visa a equacionar a eficiência energética entre os sistemas convencionais de geração de água gelada e de vapor, assim como diminuir o consumo de energia elétrica e ainda melhor, fazer com que seja gerado a sua própria energia e ainda negocie o excedente gerado para a concessionária. Para este estudo será utilizado o método comparativo entre as duas situações com os volumes de controle convencionais e os sugeridos neste trabalho.

#### **1.5 - Cenário de uma Indústria Farmacêutica**

Havia em uma determinada indústria Farmacêutica multinacional a oportunidade de se fabricar uma nova linha de medicamentos, porém a principal condição era que ele fosse economicamente viável e para tanto as necessidades de utilidades como : Vapor, HVAC, e Energia Elétrica não fossem tão impactantes no preço final deste produto.

A Sede da empresa é favorável a esta expansão desde que se encontre uma solução atraente em termos de impacto no preço e nas condições técnicas de produção.

O sistema de utilidades desta empresa era gerado de acordo com o modelo que pode ser denominado como tradicional no Brasil para geração de vapor e de ar condicionado, ou seja através de uma caldeira que se utiliza de gás natural ou diesel como combustível e um sistema de HVAC que se utiliza de chillers que trabalham com gás refrigerante, estes sistemas tradicionais são melhor descritos como a seguir:

Caldeira convencional bi combustível, que se utiliza de gás natural e Diesel para gerar a uma pressão de 1 MPa com produção máxima de 2000 kg de vapor/hora o que não é nem de perto suficiente para a necessidade da nova unidade que precisaria de 1500 kg/hora de vapor. Caldeira instalada é uma flamotubular mista a óleo e gás natural ATA – 14, capacidade de produção de vapor de até 2 ton/h, pressão: até 2 MPa, a Temperatura Vapor saturado, rendimento de até 85%



Figura 1 – Caldeira ATA , fonte Catalogo ATA

O sistema de HVAC, ou seja, aquecimento, ventilação e ar condicionado normalmente presente em empresas farmacêuticas, além de ser considerados como parte do processo de fabricação de qualquer medicamento, pois a sala de produção tem de ser caracterizados como salas limpas, através de filtragem absoluta do ar e controle de temperatura a níveis de impedir crescimento de bactérias, estes são equipamentos que demandam um consumo muito alto de energia elétrica e necessitam de água resfriada, tomada de ar externo e gás refrigerante, neste caso até pouco tempo atrás no Brasil ainda se podia utilizar gases ditos não ecológicos que em manutenções ou em problemas de vedação provocam vazamentos para atmosfera afetando sensivelmente a camada de ozônio, hoje em dia os compressores, ou mais conhecidos como chillers utilizam-se de gases ditos como ecológicos e como componentes principais de um sistema de HVAC, tem-se as torres de resfriamento, chillers, Fancoils e dutos com terminais que possuem filtros absolutos, mas por se tratar de um estudo de cogeração será detalhado apenas as características do chiller por se tratar do maior consumidor de energia elétrica.

O modelo do sistema de HVAC instalado conta com cinco Chillers Trane modelo CGAM de 120 TR, sendo quatro sempre ligados e um de *stand by*, com uma potência instalada é de 450 TRs nominal, consumo médio do sistema é de 585 kW.

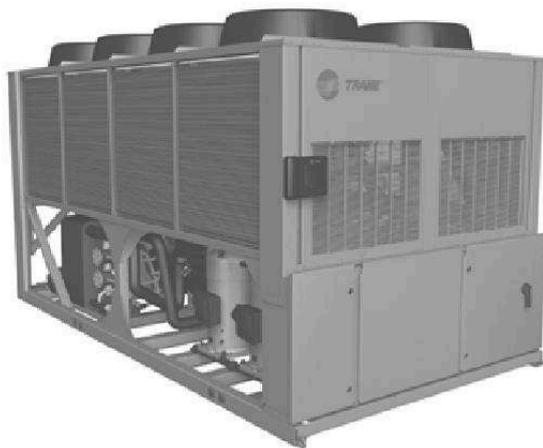


Figura 2 – CHILLER TRANE, fonte Catalogo TRANE

Considerando a ampliação do sistema em 150 TRs totalizando 600 TRs e que os Chillers são os maiores consumidores de energia desprezando as cargas elétricas da Central de Água Gelada, Torres de Resfriamento e Bombas chega-se a um valor de demanda conforme catalogo de 1,3 kW/TR, onde o cálculo do consumo de energia elétrica horária (equivalente) utilizada pelo chiller por compressão é de  $600\text{TR} \times 1,3 \text{ kW/TR} = 780 \text{ kW}$ , o que significa praticamente 25% da demanda de energia da planta.

Muitas são as aplicações dos sistemas de potência, especialmente na indústria de geração de energia elétrica. Nesse contexto, pode-se destacar a tecnologia de turbinas a gás e caldeiras de recuperação aplicadas à geração de energia elétrica ou em instalações de cogeração.

### **1.6 – Estado da Arte**

O início de desenvolvimento do ciclo por absorção data por volta de 1700 DC. Sabia-se que o gelo poderia ser produzido pela evaporação de água pura de um recipiente ligado a outro com ácido sulfúrico. Como o ácido absorvia vapor d'água, causando uma redução de temperatura, camadas de gelo eram então formadas na superfície da água.

Em 1859, Ferdinand Carre introduziu uma nova máquina usando o par água/amônia como fluido de trabalho. Esta máquina foi patenteada nos EUA em 1860 e máquinas baseadas neste processo foram usadas para gerar gelo e estocar alimentos (Stoecker 1985).

Em 1950, um sistema usando brometo de lítio e água como fluido de trabalho foi introduzido para aplicação industrial. Poucos anos depois, um sistema de duplo efeito foi produzido e tem sido usado como padrão industrial para ciclos de refrigeração por absorção de alta performance operados por calor.

Importantes trabalhos têm sido publicados nos últimos anos com respeito à aplicação dos sistemas de absorção. Agnew e Talbi (1998), realizaram uma simulação do ciclo combinado Diesel-absorção, utilizando o calor proveniente dos gases de combustão em um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, prevendo um COP (coeficiente de performance) da ordem de 0,8. Nesse estudo o efeito refrigerante foi utilizado para melhorar o desempenho do turbo - compressor de um motor diesel, aumentando a eficiência do motor, reduzindo conseqüentemente o consumo de combustível e a emissão de poluentes.

Arun, et al. (2000) realizaram estudo da performance de um sistema por absorção de duplo efeito com LiBr. Os estudos mostraram que o sistema de duplo efeito contribui para melhorar a performance do ciclo e superar a questão de inabilitação dos ciclo de simples efeito em fazer uso de fontes de alta temperatura. O artigo faz ainda uma comparação entre os sistemas de duplo efeito com resfriamento do absorvedor e condensador em série e em paralelo, o que revelou que o COP para a configuração em paralelo é maior que para o sistema em série.

Martinez e Pinazo (2001) desenvolveram um método estatístico que foi empregado com a disposição de melhorar o projeto de uma unidade resfriadora de líquido (URL) por absorção de simples efeito, utilizando como fluido de trabalho o par água-brometo de lítio (H<sub>2</sub>O-LiBr). Projetos experimentais e diferentes análises foram usados para medir os efeitos da variação das áreas dos trocadores de calor na performance de uma máquina de absorção. As conclusões extraídas deste estudo permitiram uma redistribuição da transferência total de calor entre os trocadores de calor, que possibilitariam uma melhora no COP em quase 10%, sem variar a capacidade nominal do sistema nem a área total de transferência de calor.

Ho, et al. (2003) estudaram o desempenho de uma microturbina aplicada na cogeração. Os gases de exaustão da microturbina a uma temperatura em torno de 271 °C, foram usados para alimentar o gerador de uma URL por absorção. O coeficiente de desempenho obtido da URL, ficou em torno de 0,6 e o efeito de refrigeração obtido cerca de 35 kW (10 TR).

Park, et al. (2004) analisaram o desempenho característico de uma URL por absorção com capacidade de 210 TR, em operação com carga parcial e calcularam o consumo médio de energia. O efeito da variação de vazão e temperatura da água de arrefecimento do absorvedor e condensador, na performance e economia de energia, foram quantificados durante a operação em carga parcial. Os autores concluíram que o desempenho de um sistema por absorção é mais sensível às mudanças de temperatura do que à variação da vazão da água de arrefecimento do absorvedor e condensador. A vazão de água é reduzida de 60% do valor padrão, a capacidade de resfriamento é recuperada reduzindo-se a temperatura da água em 2°C.

Mehrabian e Shahbeik (2004) desenvolveram um programa computacional para projeto e análise termodinâmica de uma URL por absorção de simples efeito, utilizando o par H<sub>2</sub>O-LiBr como fluido de trabalho. Os resultados calculados pelo programa foram usados no estudo do efeito dos parâmetros de entrada na geometria, no desempenho do ciclo e na eficiência de acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica. Aumentando-se a temperatura no evaporador e gerador ou reduzindo-se as temperaturas no condensador e gerador pode-se melhorar a eficiência do ciclo de acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica.

Donate, et. al. (2005) apresentaram também um estudo na linha de misturas de sais alternativos para utilização como solução absorvente em ciclos de refrigeração por absorção. Misturas de LiBr e sais orgânicos de sódio (CHCO<sub>2</sub>Na) e potássio (CHCO<sub>2</sub>K) foram avaliados como absorventes alternativos para máquinas de refrigeração por absorção. O

objetivo principal deste trabalho era o de ultrapassar as limitações do LiBr como sal absorvente e melhorar a eficiência do ciclo de refrigeração. Para selecionar a mistura que melhores propriedades apresentassem, em ciclos de refrigeração por absorção, uma análise termodinâmica foi executada, medindo-se propriedades como: densidade, viscosidade, entalpia de diluição, solubilidade e dados de pressão de vapor das misturas propostas. Uma simulação computacional foi desenvolvida para avaliar temperaturas, trocas de calor nos componentes e a eficiência do ciclo. As misturas de sais: LiBr+CHCO<sub>2</sub>Na e LiBr+CHCO<sub>2</sub>K exigiram menores temperaturas no gerador e como consequência apresentaram melhores resultados, com COPs em torno de 0,94 (simplex efeito), mais satisfatórios em comparação ao COP de 0,7 para LiBr puro.

Estudar alternativas que melhorem os atuais ciclos termodinâmicos em plantas de potência e calor, aumentando a eficiência energética e diminuindo seus custos de geração elétrica e de vapor, são os objetivos de vários trabalhos que têm como base análises energéticas e econômicas de sistemas térmicos.

Muitas são as aplicações dos sistemas de potência, especialmente na indústria de geração de energia elétrica. Nesse contexto, pode-se destacar a tecnologia de turbinas a gás e caldeiras de recuperação aplicadas à geração de energia elétrica ou em instalações de cogeração. Foram analisados diversos estudos e pesquisas sobre sistemas de potência, enfocando um amplo panorama, isto é, aplicações termodinâmicas.

Muitos livros poderiam ser citados como base sobre o tema, sendo que dentre eles podem ser citados: Orlando (1991), Kotas (1995), Bejan et al. (1996), Horlock (1992 e 1997), Khartchenko (1998), Balestieri (2002) e Lora & Nascimento (2004), Van Wylen, Sontag (2003).

A seguir serão feitos alguns comentários sobre alguns artigos que trouxeram alguma contribuição para o presente trabalho.

Balestieri, J. A. P., Planejamento de Centrais de Cogeração: Uma Abordagem Multi Objetiva, Tese de Doutorado, UNICAMP, 151p., 1994. Balestieri, J.A.P., Cogeração: Geração Combinada de Eletricidade e Calor, Editora da UFSC, 279 p., Florianópolis-SC, 2002; Horlock, J. H., Cogeneration Combined Heat and Power (CHP): Thermodynamics and Economics, Krieger Publishing Company, Flórida, USA, 1997. Mostra que essas pesquisas, que estão em pleno desenvolvimento, de uma maneira geral ajudam na busca do

desenvolvimento sustentável, utilizando como material energético os rejeitos agroindustriais, sendo uma alternativa de geração viável. Tal viabilidade pode ser constatada não só pelo fato da produção de energia, mas sobretudo pelo ponto de vista do meio ambiente.

Ensinas, A. V. Integração térmica e otimização termoeconomica aplicadas ao processo industrial de produção de açúcar e etanol a partir da cana de açúcar. Campinas:Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, 2008. Tese Doutorado. A produção de açúcar e etanol a partir da cana-de-açúcar no Brasil compõe um dos setores mais importantes da economia nacional e tem se caracterizado, ao longo de sua história, pelo alto consumo de energia no processo industrial. O uso do bagaço de cana como combustível para o sistema de cogeração permite que as usinas sejam auto-suficientes em energia térmica e elétrica, ainda que utilizem sistemas de baixa eficiência. Uma nova realidade, que prevê a venda de eletricidade excedente nas usinas e o uso do bagaço como matéria prima para outros processos, tem levado o setor a investir em redução do consumo de energia no processo. Este estudo propõe um método de integração térmica para o produção de açúcar e etanol, visando obter uma redução da demanda de utilidades quentes e frias. Um procedimento de otimização termoeconômica foi também aplicado para avaliar a redução de custo no projeto de integração da planta, que inclui uma rede de trocadores de calor e um sistema de evaporação. As análises mostraram que a integração pode proporcionar aumentos significativos na produção de excedentes de eletricidade e/ou bagaço de cana, além de reduzir a demanda de água da usina. Uma análise exergética foi realizada, avaliando as melhorias obtidas com a integração, mostrando que a geração de irreversibilidade pode ser minimizada com a redução do consumo de energia no processo e aumento da eficiência

Seyedan et al. (1995) desenvolveram um programa para a análise de plantas de potência de ciclo combinado, com o ciclo a vapor com dois níveis de pressão que requer como dados de entrada as curvas características dos equipamentos da instalação. Para a avaliação do processo nos trocadores de calor, foi utilizado o conceito de efetividade. O valor da efetividade foi obtido com a avaliação do coeficiente global de transferência de calor, calculado através de correlações empíricas. A perda de carga nestes equipamentos também foi calculada com a utilização de correlações obtidas experimentalmente. Todos os equipamentos da instalação foram tratados de forma modular e a configuração da instalação em análise foi obtida a partir da combinação dos módulos. Para a solução de todas as variáveis envolvidas, utilizou-se o método seqüencial iterativo em conjunto com a solução de um sistema de equações não-lineares. Em cada iteração, os processos ao longo dos componentes

foram avaliados seqüencialmente (as propriedades do fluido na saída de um equipamento correspondem às propriedades na entrada para o componente seguinte), enquanto que a solução do sistema não-linear fornece os valores para a próxima iteração.

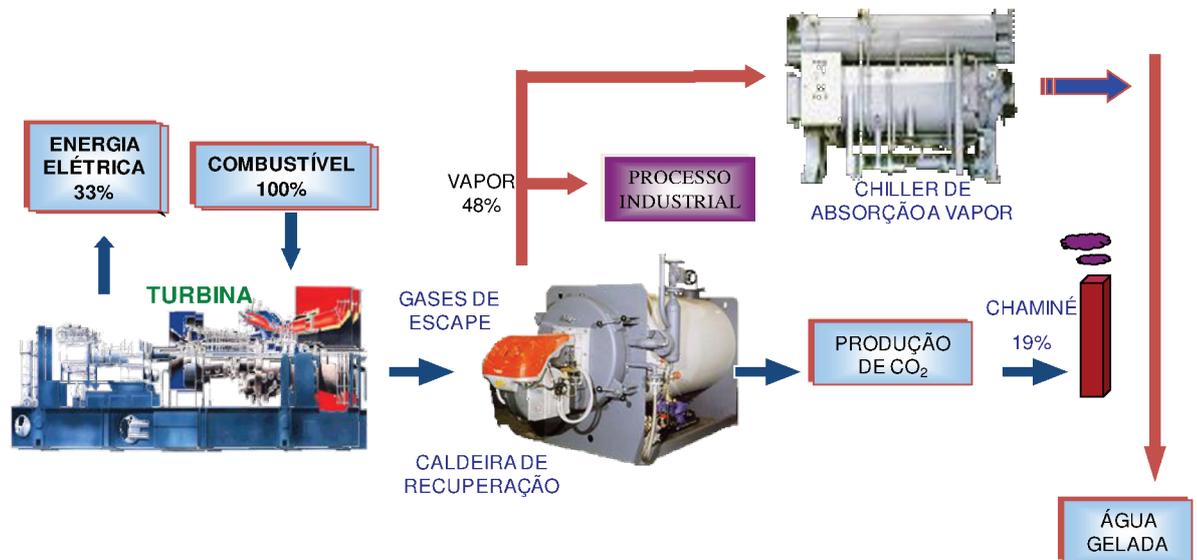
Carvalho & Nogueira (1996) elaboraram uma revisão sobre os custos de manutenção praticados em centrais termelétricas e utilizaram a termoeconomia em uma central a vapor, considerando sobretudo aspectos de interesse ao planejamento da manutenção. Com a metodologia aplicada foi possível definir limites ideais de desempenho dos equipamentos, a partir dos quais uma intervenção nos mesmos seja economicamente viável, permitindo agregar uma visão exergética ao planejamento da manutenção.

Barreda Del Campo et al. (1998) estudaram o sistema de cogeração de uma usina sucroalcooleira que fornece excedentes de energia para a rede elétrica. Além de determinar as propriedades termodinâmicas dos diferentes fluxos do sistema, foram determinados balanços de massa, energia e exergia. Além disso, eles realizaram uma comparação das eficiências baseadas na primeira e segunda lei, mostrando a utilidade desta última na avaliação de um sistema real e como elemento importante para decisão de melhorias das plantas térmicas ao evidenciar os equipamentos de maiores irreversibilidades e, conseqüentemente, a perda de oportunidades de geração de energia elétrica.

Os trabalhos relatados no presente estado da arte abordam a questão da avaliação de desempenho de unidades resfriadoras de líquido e a influência de diversos parâmetros de operação das mesmas, sobre seu desempenho. De uma forma geral, nos trabalhos apresentados, pretendia-se ampliar o campo de aplicação da refrigeração por absorção tornando-a viável financeiramente. Os estudos desenvolvidos no presente trabalho, apesar de não tratar da questão econômica, tem como objetivo, viabilizar economicamente as utilidades e o uso de energia elétrica estando dentro dos parâmetros que permitam a fabricação dos medicamentos de forma competitiva, porém, o escopo deste estudo se concentra em provar a eficiência energética do sistema proposto.

## Capítulo 2 – Caracterização de Plantas de Cogerações a Gás

Será realizada uma análise térmica em um sistema de cogeração (fig. 3) para a empresa analisada.



**Figura 3 - Sistema de Cogeração**

Apresenta-se o sistema de geração de vapor e energia, onde se utiliza para geração de vapor, uma turbina a gás natural, cujos gases de escape aproveitados para a produção de vapor. Esses gases são dirigidos para uma caldeira de recuperação, trocando energia com a água que circula nos tubos, produzindo vapor. Este vapor pode ser produzido em temperatura e pressão especificadas para o processo (no caso gera-se vapor saturado a 0,6 MPa). A fig. 3 apresenta um esquema desse sistema, com o ciclo *topping*, com turbina a gás em ciclo aberto e o ciclo *bottoming* que aproveita os gases de descarga da turbina para gerar vapor para processo. Neste caso a somatória destes dois geradores de vapor totaliza 17 t/h de vapor.

### 2.1 – Principais Equipamentos Utilizados em Plantas de Cogeração a Gás

#### 2.1.1. Turbinas a Gás

A primeira turbina a gás economicamente viável foi construída em 1911 e é creditada a Holzworth. Na década de 1930, ingleses e alemães utilizaram com sucesso as turbinas a gás em aeronaves. No entanto, o grande impulso em seu desenvolvimento foi dado pelos Estados Unidos durante a Segunda Guerra Mundial.

De 1940 a 1980, elevou-se a durabilidade das turbinas a gás e a temperatura de entrada dos gases. Este aumento possibilitou um acréscimo no rendimento termodinâmico e está

relacionado com a resistência dos materiais a elevadas temperaturas, quando sujeitos a grandes esforços. Durante muito tempo, o uso da turbina a gás destinou-se à propulsão das aeronaves e neste processo ocorreram os maiores progressos no aumento de sua eficiência térmica. Com o aumento da demanda de energia elétrica, nos anos próximos a 1980, as turbinas a gás passaram a ser utilizadas em centrais geradoras de eletricidade, concorrendo com sucesso com as plantas com turbinas a vapor, devido ao seu custo menor e às facilidades de instalação, operação e manutenção. De 1965 a 1975, a capacidade de instalação de turbinas a gás nos Estados Unidos aumentou extraordinariamente, devido às vantagens já mencionadas e à possibilidade de utilizar o gás natural. No entanto, o choque do petróleo de 1973 reduziu o interesse pela geração termelétrica, provocando uma estagnação nos investimentos em turbinas a gás e apenas as turbinas aeroderivativas prosseguiram, por razões militares. Desta forma, a capacidade instalada permaneceu estável até 1985, quando foram retomados os investimentos (Branco, 2005).

Um exemplo de uma turbina a gás pode ser visto na Figura 4

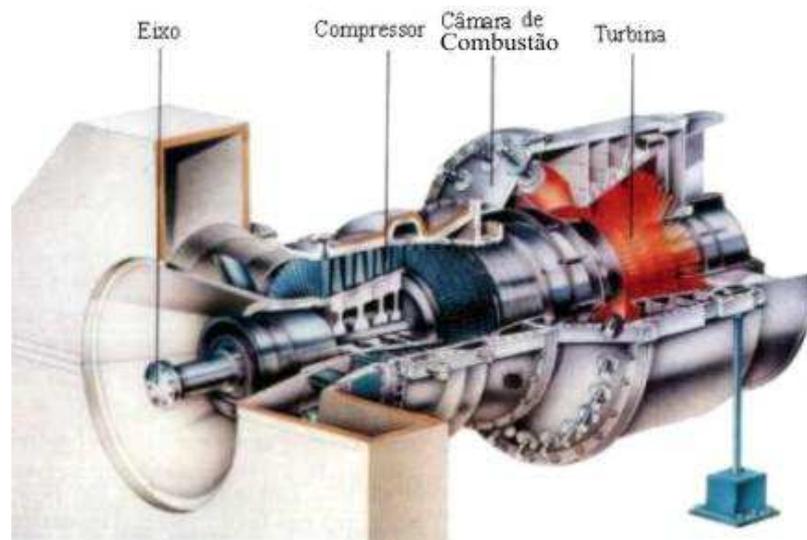


Figura 4 – Representação esquemática de uma turbina a gás  
(Fonte: Lora & Nascimento, 2004)

Podem ser distinguidos três componentes principais em uma turbina a gás: o compressor, o sistema de combustão e a turbina propriamente dita, esta última sendo a fonte de acionamento tanto do compressor como do gerador de energia elétrica. O ar, nas condições atmosféricas de pressão e temperatura, é admitido no compressor, onde é comprimido até a pressão de combustão e passa para a câmara de combustão, onde o combustível é queimado continuamente sob pressão constante. Os gases aquecidos passam pela turbina fornecendo

trabalho mecânico, depois transformado em energia elétrica em um grupo gerador. Após essa expansão, os gases são liberados para a atmosfera, no caso de operação em ciclo aberto, ou podem ser utilizados como fonte de calor em sistemas de ciclo combinado. Quase toda a energia que não é convertida em potência na turbina é rejeitada nos gases de exaustão. Então, esses gases, que são relativamente livres de impurezas e que apresentam altas temperaturas, podem ser reaproveitados por uma caldeira de recuperação (Orlando, 1991).

A evolução tecnológica de turbinas e sistemas para gás natural é essencial para o melhoramento da geração térmica e cogeração, e os principais desenvolvimentos apontam para:( Segundo o relatório do CGTEE , 2003),

- Aumento dos níveis de temperatura e da eficiência das turbinas de grande potência (heavy-frame), superando a tecnologia hoje existente (classe F-FA) que admite temperaturas na faixa de 1260-1315 °C, com 56-57% de eficiência em ciclo combinado, com a utilização da técnica de resfriamento das palhetas, entretanto, se esperam atingir temperaturas de até 1430 °C e eficiência de 60%;
- Turbinas com reaquecimento, controle de emissão de NOx e a utilização de novos materiais devem atingir rendimento de até de 70%;
- Materiais avançados (base, *coatings*) e resfriamento dos componentes;
- Uso de ciclos tipo Kalina para aumentar a eficiência dos ciclos combinados. O uso de amônia nestes ciclos pode criar problemas na implementação, devido aos impactos ambientais;
- Unidades flexíveis, tamanho médio, para uso em picos de demanda com resfriamento e recuperação na compressão para atingir eficiências em torno de 65 a 70%;
- Ciclos híbridos com turbinas a gás associadas às células a combustível, para atingir eficiências de 70 a 80%;
- Turbinas a gás associadas às várias tecnologias de energia renovável;
- Turbinas a gás, associadas ao armazenamento de ar comprimido (CAES);
- Gaseificação de resíduos para uso em ciclos combinados.

Existe também uma tendência para a geração distribuída com gás natural, possibilitando o desenvolvimento de microturbinas e células a combustível que trazem

vantagens, como aumento da eficiência com o uso de cogeração e redução de custos de transmissão. No caso do Brasil, existe ainda uma crescente utilização dos gases gerados nos processos siderúrgicos provenientes de coqueria e alto forno e, também, da biomassa, principalmente do bagaço de cana. Estes insumos poderiam se beneficiar dos avanços nas turbinas a gás e favorecer o uso de ciclos combinados (Branco, 2005.)

### 2.1.2. Caldeiras de Recuperação

A caldeira de recuperação é um equipamento utilizado para aproveitar o calor dos gases de exaustão de instalações industriais, como: fornos, plantas químicas, refinarias, etc, produzindo vapor ou água quente por troca térmica. Um exemplo desse equipamento pode ser visto na Figura 5. As caldeiras de recuperação têm basicamente os mesmos componentes das caldeiras convencionais, exceto a fornalha. Quando as temperaturas dos gases estão entre 400 °C e 600 °C, as trocas térmicas são realizadas principalmente por convecção e quando são superiores a 900 °C, o mecanismo predominante é a radiação. Diferentemente dos gases de exaustão de uma turbina a óleo ou de um motor diesel, os gases provenientes de uma turbina a gás contém oxigênio, o que permite a queima suplementar de combustível se houver a necessidade de vapor a temperaturas mais elevadas ou em maior quantidade (Branco, 2005)

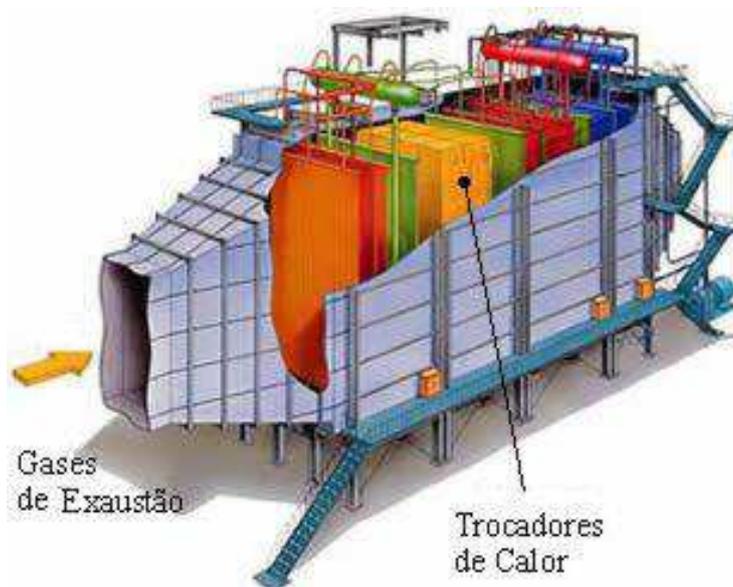


Figura 5 – Exemplo de uma caldeira de recuperação.

As caldeiras de recuperação podem ser classificadas de várias maneiras, dependendo de suas características construtivas, conforme segue:

Caldeira de recuperação sem queima suplementar: é constituída basicamente por trocadores de calor convencionais, que atendem à condição de exaustão da turbina, maximizando a recuperação do calor dos gases de exaustão. Estas unidades podem ser economicamente projetadas para recuperar aproximadamente 95% da energia dos gases de exaustão da turbina disponíveis para geração de vapor ou outra forma de calor útil (Fisk et al.,1994). Níveis maiores de eficiência podem ser alcançados, porém o custo da superfície de troca térmica deve ser avaliado em comparação com a energia adicional recuperada para estabelecer até que ponto compensa os investimentos.

Caldeira de recuperação de calor com queima suplementar: permite a queima do combustível sem a necessidade do insulflamento de ar adicional na própria caldeira, propiciando um aumento na qualidade e na quantidade do vapor superaquecido resultante.

Isso é possível, pois os gases recuperáveis geralmente são “limpos”, devido à queima de combustíveis de boa qualidade na turbina a gás com teor de oxigênio excedente em torno de 15 % em volume. Nas instalações comerciais, entretanto, este esquema é pouco usado, pois a eficiência térmica global é menor (Branco, 2005)

Em recuperadores de calor com reaquecimento dos gases antes da entrada, procura-se compensar o consumo adicional de combustível e minimizar a perda de eficiência térmica total da planta através de um maior aproveitamento da energia dos gases devido à redução de sua temperatura de saída da caldeira, além da maior quantidade de vapor gerado devido à maior temperatura do gás de entrada (Pasha & Jolly, 1995).

As caldeiras de recuperação apresentam-se em dois tipos básicos, dependendo como o gás quente e os vapores gerados circulam, da mesma forma que nas caldeiras convencionais, conforme segue:

**Modelos fogotubulares:** o gás flui dentro dos tubos e a energia térmica é transferida para a água/vapor exteriormente, são econômicas para baixas descargas de gás, têm facilidade de limpeza, sendo adequadas em instalações que utilizem combustíveis pesados, pois os gases de exaustão contêm maiores quantidades de particulados.

**Modelos aquatubulares:** o processo de recuperação da energia térmica ocorre de forma inversa, onde o gás quente flui pelo lado externo dos tubos, aquecendo a água/vapor contida no interior dos tubos, sendo adequadas para altas descargas de gases e altos níveis de pressão de vapor. Também são adequadas para situações onde a quantidade de calor transferida é alta e a diferença mínima de temperatura é baixa; além disso, elas possuem maior flexibilidade para adição de um superaquecedor e possuem resposta mais rápida às variações de carga.

Com relação ao modo de circulação da água nas caldeiras de recuperação, tem-se:

**Unidades de circulação natural:** os tubos da caldeira são verticais e a movimentação do fluido se dá por diferença de densidade entre a fase líquida e o vapor. A inexistência de bombas de circulação é uma vantagem, pois reduz os custos de manutenção e os riscos de falhas associadas.

**Unidades com circulação forçada:** empregam bombas para a circulação de água e vapor através do feixe tubular. Tem dimensões físicas menores, partida (start-up) mais rápida e possibilitam a geração de vapor superaquecido.

Tanto as caldeiras de circulação natural como as de circulação forçada são amplamente utilizadas na indústria, sendo a escolha baseada na experiência e preferência do projetista para cada aplicação.

#### **2.1.2.1. - Principais componentes de uma caldeira de recuperação**

**Economizador:** responsável pelo pré-aquecimento da água antes da entrada no evaporador. A água é admitida no estado de líquido comprimido, no nível de pressão correspondente ao ciclo de potência, acrescido dos valores de perdas de carga que ocorrem até a entrada da turbina a vapor. Deve-se dar atenção especial à temperatura de operação do economizador, pois este parâmetro é importante para evitar a evaporação da água de alimentação nas conexões entre o economizador e o evaporador e a vaporização dentro do próprio economizador durante a operação em carga parcial, fenômeno este que causa problemas de erosão e instabilidade devido ao escoamento bifásico.

**Evaporador:** trata-se de um trocador de calor que aquece e vaporiza a água. A condição de saída desse equipamento sempre é vapor saturado. Na modelagem, utiliza-se como especificação o valor de *pinch point*, definido como a diferença mínima de temperaturas entre as correntes de gás e água na caldeira de recuperação.

O *pinch point* ocorre na secção de saída do gás do evaporador e corresponde à diferença entre a temperatura do gás e a temperatura de saturação da água à pressão de operação do evaporador. O valor de *pinch point* está diretamente relacionado à superfície de transferência de calor e, portanto, ao custo do equipamento. Sob o ponto de vista puramente termodinâmico, seria desejável o mínimo valor de *pinch point* para redução das irreversibilidades.

Entretanto, isso implicaria em grandes áreas de troca de calor e custo elevado, inviabilizando sua aplicação. Em se tratando de evaporadores de circulação forçada, e para se considerar a irreversibilidade devido ao atrito viscoso no escoamento da água, é considerado um fator de perda de carga para o cálculo do bombeamento necessário para a circulação da mistura líquido-vapor.

**Superaquecedor:** superaquece o vapor proveniente do evaporador até uma condição especificada. O vapor saturado é superaquecido até a temperatura de entrada da turbina a vapor, limitada pela diferença de temperatura com o gás na entrada deste trocador de calor.

Esta diferença de temperatura é conhecida como diferença terminal do superaquecedor ou approach do superaquecedor.

**Tambor de vapor (*steam-drum*):** situado no evaporador, tem a função de garantir a geração de vapor saturado para o superaquecedor e de separar este vapor da água não evaporada.

**Bombas de circulação:** são responsáveis pela circulação forçada da água-vapor.

Os periféricos necessários ao funcionamento das caldeiras de recuperação são:

**Desaerador:** usado na separação de ar e de outros gases que, presentes no condensado, possam, em altas temperaturas, provocar corrosão.

Sistema de tratamento de água: necessário para manter a qualidade da água e assegurar que esteja livre de impurezas que provoquem corrosão e partículas sólidas que possam causar danos aos equipamentos associados (bombas, turbina a vapor, condensador, etc).

A Figura 6 mostra os componentes principais e periféricos de uma caldeira de recuperação usada em ciclo combinado.

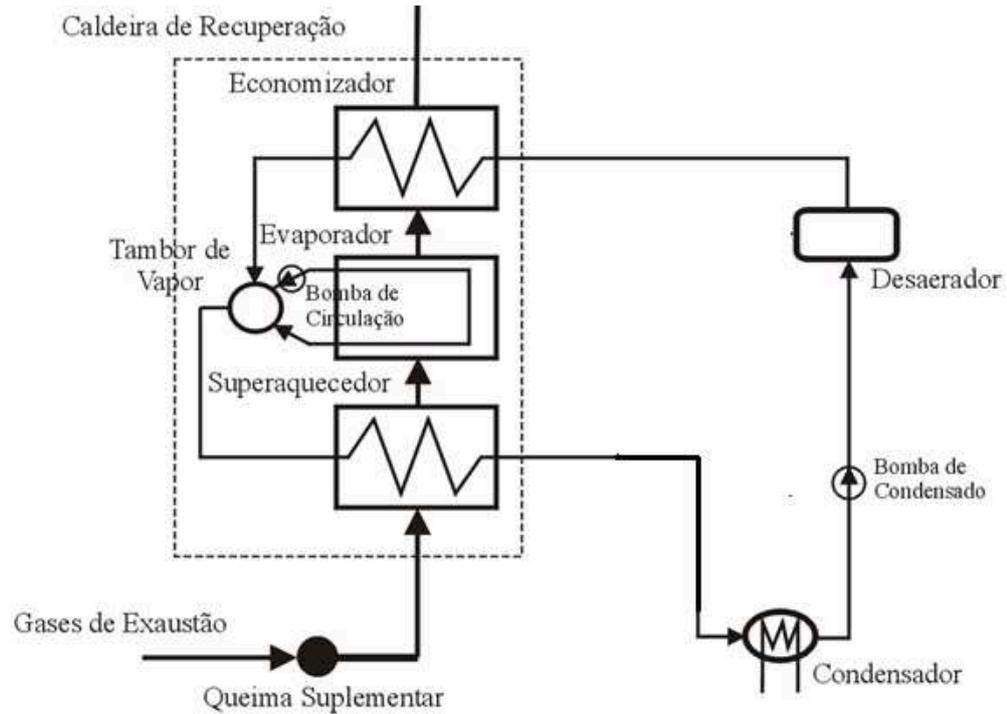


Figura 6 – Esquema com os principais equipamentos de uma caldeira de recuperação

Turbinas a gás associadas às caldeiras de recuperação podem ser usados em processos de cogeração de energia elétrica, vapor e água quente, elevando o aproveitamento do potencial térmico do combustível empregado.

Nas caldeiras de recuperação existe um parâmetro básico que afeta sua eficiência e seu custo: o "*pinch-point*", que é a menor diferença de temperatura entre os gases e a água, que se verifica geralmente na entrada do evaporador. Como uma regra, quanto menor for o "*pinch point*", maior será o rendimento, maior será a produção de vapor e, naturalmente, maior também o custo.

Em uma caldeira de recuperação, para incrementar a produção de vapor além da correspondente à utilização do calor de escape da turbina, pode ser adotada a pós-combustão, que é o fornecimento adicional de calor empregando mais combustível.

Em condições médias, em uma caldeira na qual não se faça pós-combustão, a produção de vapor está compreendida entre 3 a 5 ton. de vapor por MW de potência instalada na turbina

A Figura 7 mostra uma representação esquemática da variação de temperatura dos gases e do vapor em uma caldeira de recuperação de calor (Tolmasquim et al., 1999).

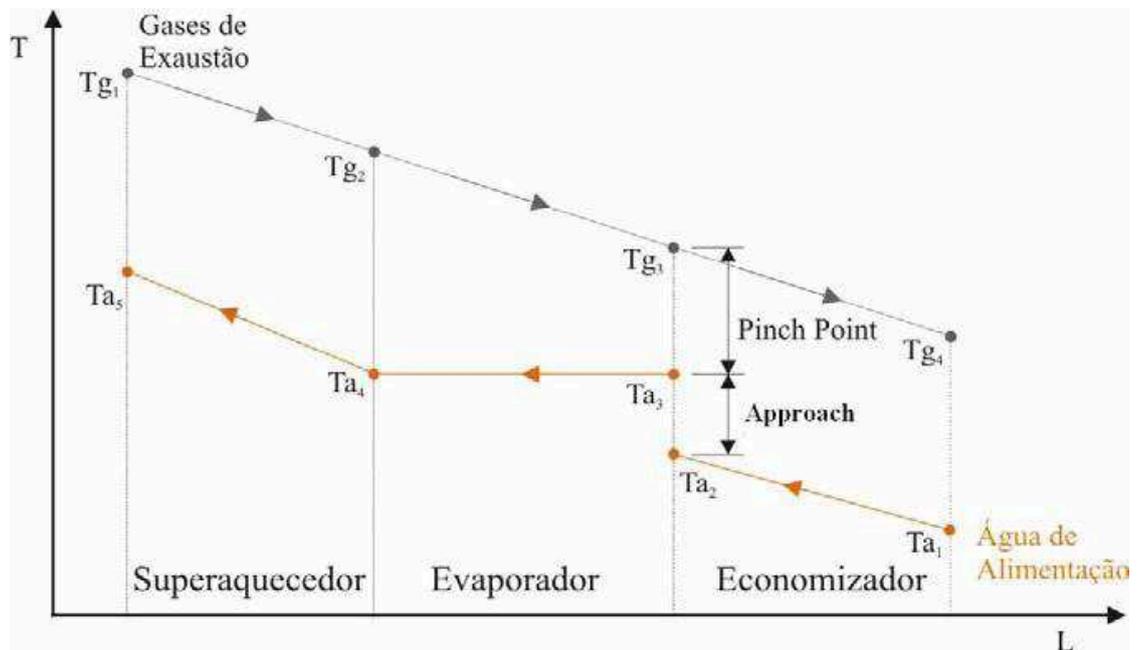


Figura 7 – Diagrama esquemático da caldeira de recuperação de calor

Com base na Figura 7, os principais parâmetros que definem a economicidade da caldeira de recuperação de calor são:

- A temperatura e a pressão do vapor na condição de operação;
- A perda de carga através do recuperador de calor, cujo valor típico se situa entre 2,5 e 3,7 kPa, reduzindo a eficiência da máquina térmica;
- O *pinch point*, que corresponde à diferença entre a temperatura dos gases de exaustão saindo do gerador de vapor ( $Tg_3$ ) e a temperatura de saturação do vapor na pressão de operação ( $Ta_3$ );
- A temperatura de aproximação (*approach*) do economizador, que é a diferença entre a temperatura de saturação do vapor na pressão de operação ( $Ta_3$ ) e a temperatura da água saindo do economizador ( $Ta_2$ );
- A temperatura de aproximação (*approach*) do superaquecedor, que é a diferença entre a temperatura de entrada dos gases de exaustão ( $Tg_1$ ) e a temperatura de saída do vapor superaquecido na pressão de operação ( $Ta_5$ ).

O *pinch point* e o *approach* do economizador e do superaquecedor afetam o dimensionamento do equipamento. Pequenos valores do *pinch point* e do *approach* do superaquecedor exigem grandes áreas de transferência de calor e elevados investimentos; enquanto que o *approach* do economizador é tipicamente determinado para evitar a vaporização da água de alimentação antes do evaporador. Pode-se considerar que as faixas de temperaturas apresentadas na Tabela 1 resultam em um dimensionamento tecnicamente satisfatório das caldeiras de recuperação.

Tabela 1 – Valores para dimensionamento de caldeiras de recuperação  
(Fonte: Babcock & Wilcox, 1992).

Parâmetros	Faixa de Temperatura (°C)
Pinch point	11 a 28
Approach Evaporador	6 a 17
Approach Superaquecedor	22 a 33

Apesar da recomendação da Tabela 1, menores ou maiores valores podem ser apropriados. Por exemplo, uma boa caldeira fogo tubular tem o *pinch point* entre 20 e 35 °C, enquanto que uma boa caldeira aquatubular tem o *pinch point* entre 5 e 15 °C, conforme Gomes (1999) e Kim & Ro (2000).

Outro ponto que merece atenção é a temperatura dos gases de saída da caldeira de recuperação, para que não haja condensação dos produtos de combustão, os quais podem conter ácido sulfúrico, formado a partir do enxofre presente no gás combustível. A condensação provoca a diminuição da vida útil dos equipamentos. Este problema é tanto mais grave quanto maior o teor de enxofre no combustível utilizado na queima da turbina a gás.

Campbell (1985) indica que a temperatura mínima recomendada para os gases na saída da caldeira varia de 120 a 180 °C, valores correspondentes à operação com combustível limpo e com elevado teor de enxofre, respectivamente. Alguns estudos de ciclos combinados avançados, com queima de gás natural nas turbinas a gás, consideram valores ainda menores para a temperatura mínima permitida para os gases de exaustão, na faixa de 90 a 110 °C (Seyedan et al., 1995; Khartchenko, 1998 e Jordal, 2001).

### 2.1.3. Chillers

#### 2.1.3.1. – Descrição da tecnologia

Um chiller de água é uma máquina que tem como função arrefecer água ou outro líquido em diferentes tipos de aplicações, através de um ciclo termodinâmico. Os dois principais processos que definem os tipos de chiller são:

- Chiller de compressão ou elétrico
- Chiller de adsorção e absorção

Os chillers de compressão utilizam um compressor mecânico, usualmente acionado por um motor elétrico, de forma a aumentar a pressão em determinada fase do ciclo termodinâmico do sistema. A desvantagem deste processo reside no seu consumo energético relativamente elevado.

#### 2.1.3.2. – Chiller de Adsorção

Um chiller de adsorção é uma instalação térmica que converte calor em frio utilizando como fonte calor inutilizado.

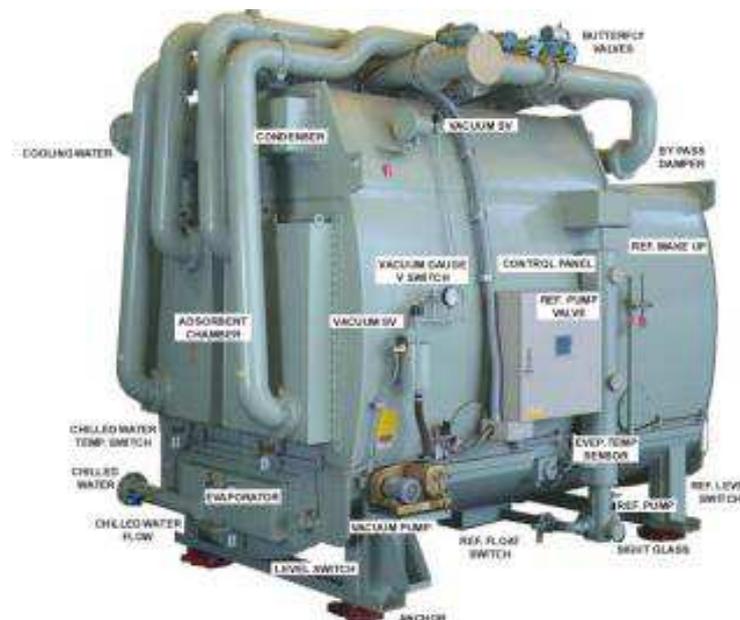


Figura 8: Chiller de adsorção (fonte: KRUM International)

A adsorção é um fenômeno de adesão reversível, da qual resulta a acumulação de uma substância gasosa ou dissolvida na superfície de um corpo, tipicamente uma superfície constituída por um material poroso. Quando as moléculas da substância são fixadas, libertam energia: a adsorção é um processo exotérmico. A diferença entre a adsorção e a absorção reside no facto de que, neste último processo, o fluído mistura-se com o absorvente para formar uma solução (Carvalho, 2005).

Os chillers de adsorção utilizam apenas água como refrigerante e um gel de sílica como adsorvente. Também se utiliza carvão activo ou resina sintética como adsorvente nos processos industriais, para purificar a água ou para secar (com a adsorção da água).

Os chillers de adsorção com gel de sílica podem funcionar com temperaturas inferiores a 80° C, o que os torna mais interessante do que os chillers de absorção em aplicações onde a fonte de calor é de baixa temperatura, como por exemplo integrados com sistemas solares térmicos.

Para obter uma grande capacidade de adsorção é necessário ter uma grande superfície de adsorvente disponível. Assim, a dimensão dos micro-poros determina a capacidade de adsorção do adsorvente. Os chillers de adsorção utilizam apenas energia térmica (Carvalho, 2005).

O esquema de funcionamento do chiller de adsorção do japonês Mycom encontra-se representado na figura 9.

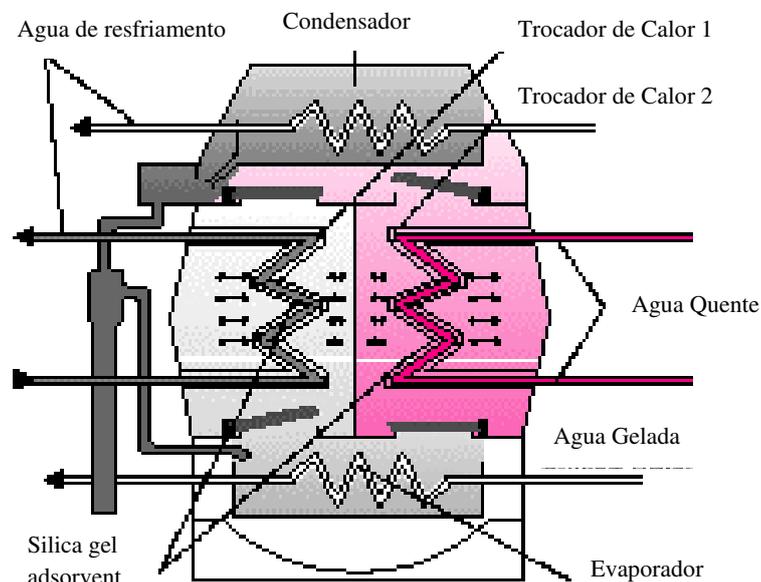


Figura 9 - Princípio de funcionamento do chiller de adsorção Mycom (fonte: <http://www.enygma.com.br/mycomcp>)

### 2.1.3.2.1.– Aplicações com água quente como fonte de calor

Geralmente, água quente a uma temperatura de 70 a 90°C é suficiente para permitir a fase de desadsorção, sendo a temperatura máxima adequada é 95°C. É possível utilizar água quente com temperaturas até cerca de 55 °C, resultando no entanto eficiências bastante reduzidas para o funcionamento do chiller.

Os chillers de adsorção apresentam uma melhor eficiência do que os chillers de absorção para a gama de temperaturas entre 70 e 85° C, mas estes últimos têm uma eficiência melhor para temperaturas mais elevadas (entre 95 e 150° C). Neste caso, é possível usar um chiller de adsorção em série com um chiller de absorção para utilizar mais calor da água quente. Os chillers de adsorção podem também ser usados com um chiller de compressão convencional, aumentando a capacidade deste chiller sem gastos de energia suplementar significativos.

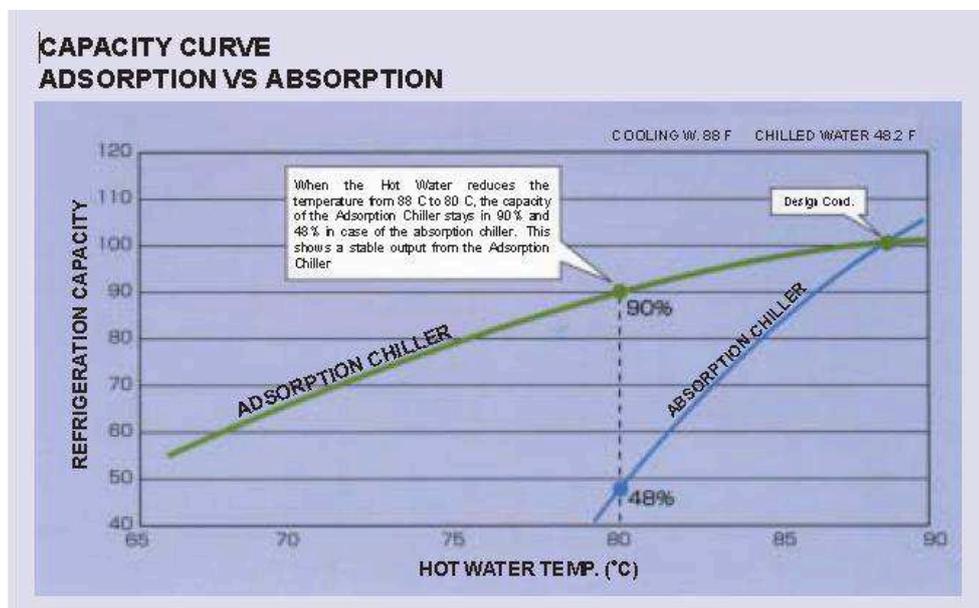


Figura 10 - Rendimento energético: Adsorção vs. Absorção (fonte: KRUM International)

Analogamente ao caso dos chillers de adsorção, quando toda a energia necessária para aquecer o adsorção é fornecida pela fonte de calor, designa-se por “ciclo de efeito simples”. Quando existe mais do que um adsorção no ciclo, pode-se recuperar calor entre os diferentes adsorções, aumentando a eficiência do ciclo. Diz-se então que se trata de um “ciclo de efeito duplo” ou “ciclo com recuperação de calor”

### 2.1.3.2.2. – Vantagens do Chiller de Adsorção

Os chillers de adsorção podem utilizar-se mesmo com fontes de calor de baixa temperatura (55° C) com um Coeficiente de Performance (COP) de 0,5 – 0,6. Assim podem ser utilizados em aplicações de sistemas solares térmicos ou de sistemas de cogeração de baixa temperatura. O consumo de eletricidade ronda apenas 6% da capacidade do chiller.

A manutenção é muito reduzida, pois os chillers de adsorção praticamente não têm peças móveis (apenas as bombas). O custo da manutenção de um chiller de adsorção representa apenas cerca de um décimo do que é necessário para um chiller de compressão convencional. Para, além disso, a equipe de manutenção não necessita de preparação especial.

Os chillers de adsorção que usam gel de sílica não apresentam riscos para o ambiente, pois este gel é quimicamente neutro (SiO<sub>2</sub>).

Como todas as novas tecnologias, a grande desvantagem dos chillers de adsorção reside no seu elevado custo. Por exemplo, o preço de um chiller de adsorção com gel de sílica ronda os 500 €/kW ou 700 US\$/kW.

### 2.1.3.3. Chiller por Absorção

#### 2.1.3.3.1. Aspectos Gerais

O que distingue o funcionamento dos chillers de absorção dos chillers de compressão é o fato do primeiro ter como princípio de base um “compressor termoquímico”. Os chillers de absorção permitem produzir água gelada a partir de uma fonte de calor, utilizando para tal uma solução de um sal (e.g. brometo lítio) num processo termoquímico de absorção. Os chillers de absorção, por sua vez, subdividem-se em dois tipos:

- **Chiller de absorção de queima direta:** nestes sistemas o calor necessário ao processo é obtido queimando diretamente um combustível, tipicamente gás natural.

- **Chiller de absorção de queima indireta:** nestes sistemas o calor necessário é fornecido na forma de vapor de baixa pressão, água quente ou de um processo de purga quente.

Os chillers de absorção são muitas vezes integrados em sistemas de cogeração, de forma a permitir o aproveitamento do calor que de outra forma seria desperdiçado. O chiller de absorção de queima indireta utilizando água quente como fonte de calor (hot water fired

absorption chiller) representa o tipo de chiller mais apropriado para a integração com sistemas de micro-cogeração, já que estes produzem água quente com temperaturas adequadas ao chillers. Existem essencialmente dois tipos distintos de chillers de absorção de queima indireta:

- Sistemas onde o absorvente é o amoníaco: estes sistemas representam um investimento relativamente elevado, sendo normalmente aplicados apenas em instalações de grande capacidade.

- Sistemas onde o absorvente é o brometo de lítio: representa o sistema mais utilizado nos casos de integração com sistemas de micro-cogeração, devido essencialmente a uma melhor relação entre o seu custo e a sua eficiência energética.

Questões ambientais e considerações energéticas atuais demandam inovações em projetos de refrigeração, objetivando o baixo consumo energético e menor impacto possível ao meio ambiente. Recentemente maior importância tem sido dada ao estudo dos sistemas de refrigeração por absorção, tal importância ocorre devido às peculiaridades especiais dos sistemas por absorção em relação aos convencionais por compressão de vapor (Carvalho, E.N. 2007).

Uma máquina de refrigeração por absorção é um sistema termoquímico, por isso não possui componentes móveis, com exceção das bombas necessárias, o que minimiza o trabalho de manutenção, tornando-as com vida útil mais prolongada. Além disso, já que a entrada principal de energia é na forma de calor, o consumo de energia elétrica é menor, tipicamente cerca de 6 % do consumo de um sistema equivalente por compressão de vapor (Almeida, 2006).

Para o nosso caso entre um chiller de adsorção que é muito caro e para sistemas que necessitem uma grande capacidade ou um Chiller por absorção estuda-se o que seria mais viável economicamente em questão de investimento e que atendesse as nossas necessidades e para ser ainda mais atraente a nossa decisão foi em utilizar por queima indireta utilizando o vapor gerado na caldeira de recuperação que utiliza os gases de exaustão da queima do gás na turbina.

Para que se possa desenvolver a modelagem do ciclo por absorção (Fig.11) abaixo algumas hipóteses simplificadoras deverão ser assumidas:

- O estado regular do refrigerante corresponde ao da água pura;
- Não há variação de pressão, exceto nos dispositivos de expansão e na bomba;
- Nos pontos 8,2,4 da figura 11, há somente líquido saturado;
- No ponto 6 da figura 1 há somente vapor saturado;
- Os dispositivos de expansão são adiabáticos;
- Não há troca de calor nas superfícies e tubulações, exceto nos trocadores de calor.

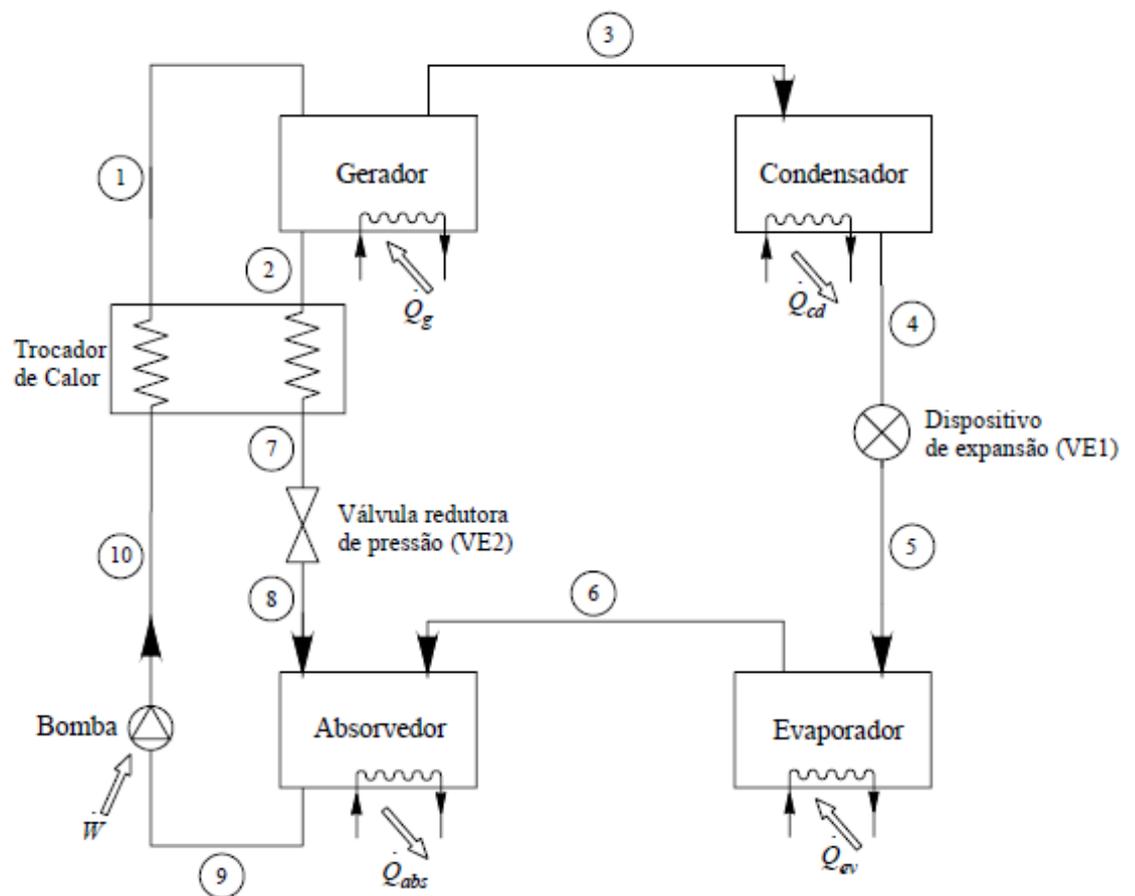


Figura 11 - Sistema de Refrigeração através de um Chiller de absorção por queima indireta

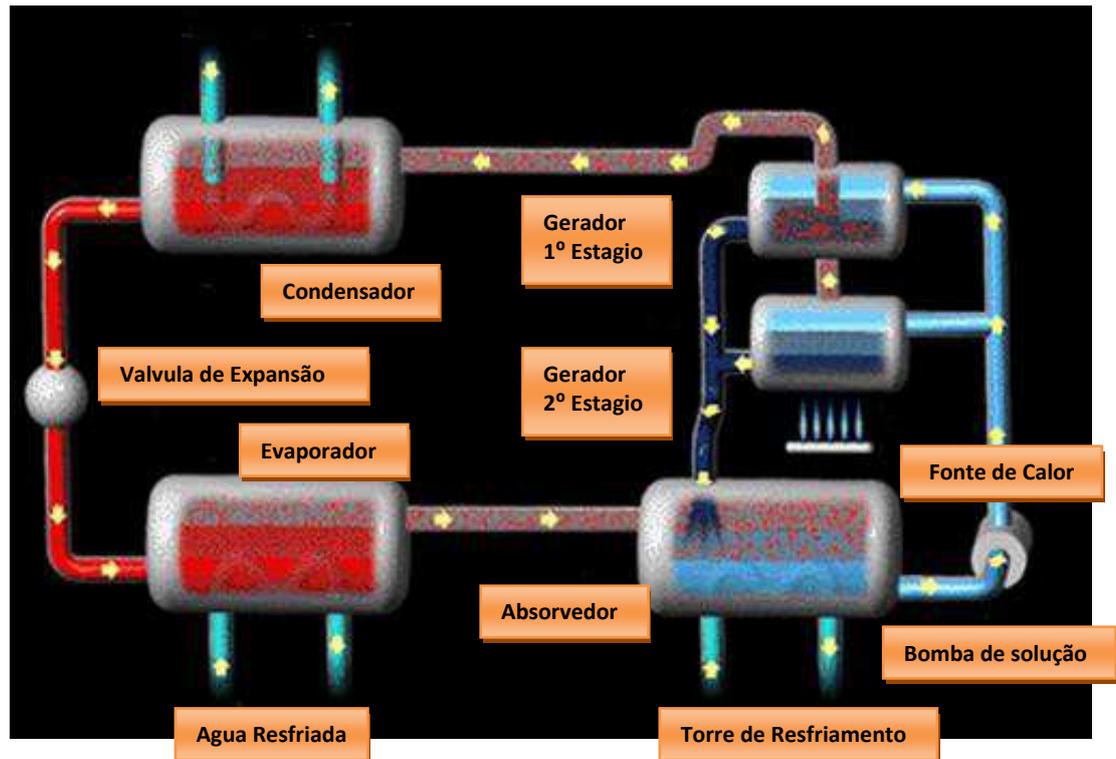


Figura 12 - Componentes e funcionamento de um chiller de absorção de duplo efeito  
(fonte: [www.comgas.com](http://www.comgas.com))

### 2.1.3.3.2. Vantagens do Chiller por absorção

Sabe-se que por mais eficiente que seja um gerador termelétrico convencional, a maior parte da energia contida no combustível usado para seu acionamento, cerca de 60 a 70%, é transformado em calor e rejeitado ao meio-ambiente. Trata-se de uma limitação física que independe do tipo de combustível (diesel, gás natural, carvão, etc.). Por esta razão, no máximo 50% da energia dos combustíveis fósseis usados em um gerador podem ser transformados em energia elétrica. Assim, através da cogeração pode-se economizar o combustível que seria necessário para geração de refrigeração (em condicionadores de ar, refrigeradores, etc.), elevando-se a eficiência energética global em até 85%.

Outra qualidade importante relacionada aos sistemas por absorção está ligada à conservação do meio ambiente já que estas máquinas não empregam os CFC ou outros fluidos refrigerantes sintéticos, conhecidos por contribuírem para a destruição da camada de ozônio e aquecimento global (os sistemas por absorção analisados no presente trabalho utilizam água como refrigerante e o sal brometo de lítio (LiBr) como absorvente).

No entanto existem duas grandes desvantagens dos sistemas por absorção frente aos por compressão de vapor, que residem no seu relativamente reduzido coeficiente de performance (COP) que pode alcançar o valor de 1,6 (LS Cable, 2006), isso nos equipamentos mais sofisticados de duplo efeito, enquanto nos equipamentos que utilizam o ciclo por compressão de vapor, o valor do COP pode subir até 6,0 (Stoecker, 1985). Por outro lado, as máquinas de absorção ainda representam um investimento inicial muito superior às

máquinas de refrigeração por compressão de vapor, sendo cerca de 67% mais caras (Couto, 2004).

## 2.2. Configurações Típicas de Plantas de Cogeração a Gás

Entre os diversos tipos de plantas de cogeração se concentrará os estudos nas que operam apenas com gás natural, embora seja quase sempre dada a possibilidade de operar com um segundo combustível, como o diesel, para evitar interrupções no caso de problemas no suprimento do gás. Serão consideradas plantas termelétricas em ciclo aberto e em ciclo combinado.

### 2.2.1. Plantas de Ciclo Aberto

Plantas de ciclo aberto consistem em turbinas a gás operando isoladamente. No entanto, sua eficiência térmica é baixa, pois os gases de exaustão possuem altas temperaturas e são desperdiçados para a atmosfera (Figura 13).

Uma maneira de elevar a eficiência térmica desse tipo de planta pode ser através do aumento das temperaturas e pressões na entrada do expansor da turbina a gás, mas isso esbarra em limitações técnicas e econômicas, pois requer materiais especiais para suportar altas temperaturas.

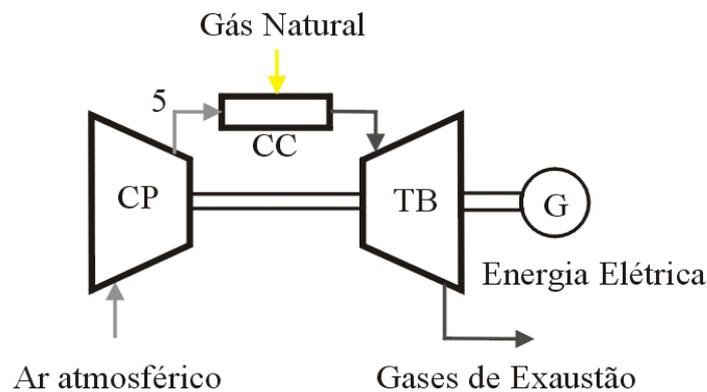


Figura 13 – Ciclo aberto com turbina a gás

### 2.2.2. Plantas de Ciclo Combinado

As plantas de cogeração a gás natural de ciclo combinado (CCPS – Combined Cycle Power Stations) são usinas térmicas que vêm sendo adotadas em todo o mundo, desde a década de oitenta, e que deverá ser a solução escolhida para a quase totalidade das plantas brasileiras a gás natural a serem construídas nos próximos anos.

Uma usina de ciclo combinado usa turbinas a gás e a vapor associadas em uma única planta, ambas gerando energia elétrica a partir da queima do mesmo combustível. Para isto, o calor existente nos gases de exaustão das turbinas a gás é recuperado, produzindo o vapor necessário ao acionamento da turbina a vapor. Esses sistemas têm estruturas flexíveis para 24 fornecer uma grande faixa de potência e energia térmica de modo a se ajustarem às mais variadas aplicações.

O acoplamento entre o ciclo Brayton (turbinas a gás), que é caracterizado pela alta temperatura dos gases de exaustão, e o ciclo Rankine (turbina a vapor e caldeira de recuperação), caracterizado por baixas temperaturas do vapor se comparado a dos gases de exaustão, propiciam uma alta eficiência de Carnot. Um esquema do tipo ciclo combinado pode ser visto na Figura 14, na forma em que tipicamente a turbina a gás é acoplada à caldeira de recuperação.

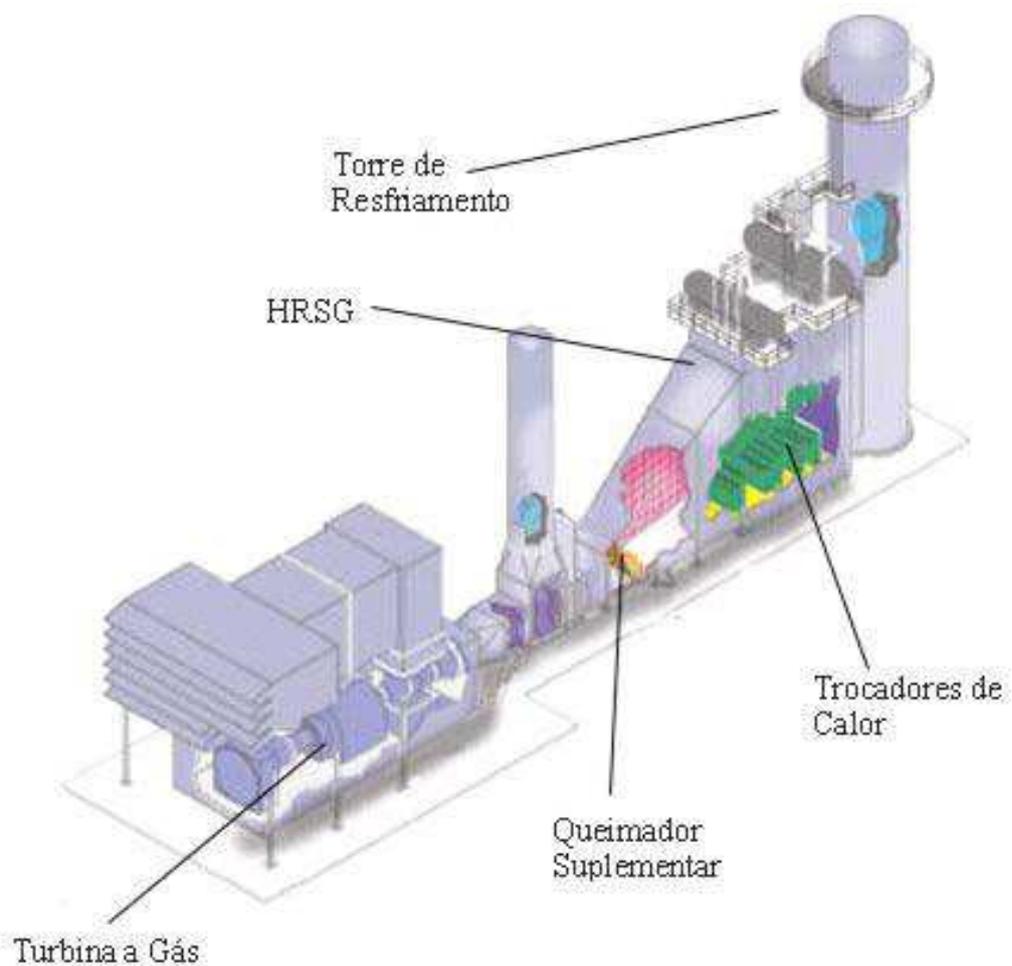


Figura 14 – Esquema do acoplamento da turbina a gás com a caldeira de recuperação.

A eficiência térmica das plantas de ciclo combinado é superior que as maiores e mais modernas usinas a carvão ou a óleo enquanto termelétricas a carvão atingem em torno de 40% de eficiência e centrais de geração com os melhores motores diesel atingem até 44% de eficiência, instalações de ciclos combinados são capazes de atingir 56% de eficiência térmica.

### 2.3. Sistema utilizado no Estudo

Será realizada uma análise térmica em um sistema de cogeração, cujo fluxograma e mostrado na (fig. 15)

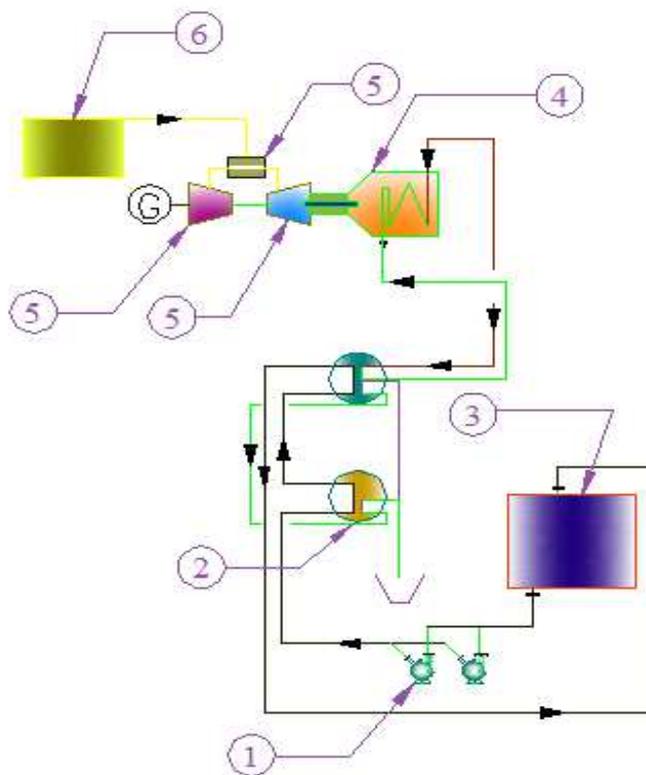


Figura 15 – Fluxograma do Sistema de Cogeração

Tabela 2 Descrição dos Volumes de Controle

Item	Volume de Controle
1	Sistema de Bombas
2	Chillers
3	Sistema de HVAC
4	Caldeira de Recuperação
5	Conjunto de Turbina a gás
6	Geração de gás natural

### 2.3.1. – Descrição do Processo:

Abaixo será descrito de forma resumida, cada processo e seu fluxo, explicando a figura 15.

**Sistema de Gás Natural:** (6) Do reservatório de Gás Natural faz-se a distribuição para o (5) conjunto de Turbina á Gás, da queima destes gases, gera-se vapor caldeira de recuperação (4)

**Sistema Chiller:** (4) O vapor gerado na caldeira de Recuperação troca calor com o brometo de lítio do chiller (2) e fornece a água gelada (1) que é bombeado para o (3) Sistema de HVAC em um anel que retorna para o (2) Chiller.

**Sistema Geração de Vapor:** (4) o vapor é produzido na caldeira de recuperação, através da troca térmica entre a água e os gases residuais da queima da Turbina(5).

### 2.3.2 – Demanda Térmica e Elétrica considerando o sistema convencional:

Para este estudo considera-se:

- Consumo maior de vapor das máquinas de produção, conforme os procedimentos de produção e equipes e turnos.
- Em função da necessidade de mais pessoas e maior emissão de calor, seria necessária maior refrigeração do sistema produtivo, conseqüentemente maior potencia do sistema de HVAC.
- O Sistema de HVAC tradicional que utiliza gás refrigerante, além de não ser ecológico é o maior consumidor de energia elétrica na fábrica.
- Com maior produção e maior refrigeração e mais máquinas em funcionamento, foi estimado maior consumo de energia elétrica.

A seguir serão apresentadas as curvas de demanda elétrica e térmica, caso a opção pelo sistema convencional de Chiller com gás refrigerante, na fig. 16, tendo como média de elétrica 4650 kW e de demanda Térmica 27900 kW.

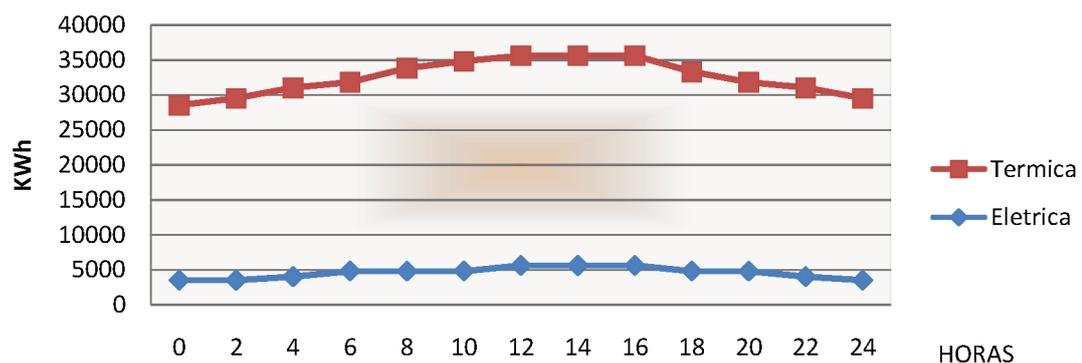


Figura 16– Demanda Térmica e Elétrica

## Capítulo 3 – Conceitos e Metodologia Aplicada

### 3.1. Análise Energética - Ciclo Brayton

Para se estudar este modelo de cogeração será preciso detalhar sobre o ciclo Brayton, o qual é um ciclo termodinâmico na qual a adição de calor ocorre à pressão constante, utilizado no estudo das turbinas a gás.

Ele é um ciclo ideal, uma aproximação dos processos térmicos que ocorrem nas turbinas a gás, descrevendo variações de estado (pressão e temperatura) dos gases. O conceito é utilizado como base didática e para análise dos ciclos reais, que se desviam do modelo ideal, devido a limitações tecnológicas e fenômenos de irreversibilidade, como o atrito.

O ciclo se constitui de quatro etapas. Primeiramente, o ar em condição ambiente passa pelo compressor, onde ocorre compressão adiabática e isentrópica, com aumento de temperatura e conseqüente aumento de entalpia. Comprimido, o ar é direcionado às câmaras, onde mistura-se com o combustível possibilitando queima e aquecimento, à pressão constante. Ao sair da câmara de combustão, os gases, à alta pressão e temperatura, se expandem conforme passam pela turbina, idealmente sem variação de entropia. Na medida em que o fluido exerce trabalho sobre as palhetas, reduzem-se a pressão e temperatura dos gases, gerando-se potência mecânica. A potência extraída através do eixo da turbina é usada para acionar o compressor e eventualmente para acionar outra máquina. A quarta etapa não ocorre fisicamente, se tratando de um ciclo termodinâmico aberto. Conceitualmente, esta etapa representa a transferência de calor do fluido para o ambiente.

Desta forma, mesmo se tratando de um ciclo aberto, parte da energia proveniente da combustão é rejeitada sob a forma de calor, contido nos gases quentes de escape. A rejeição de calor é um limite físico, intrínseco ao funcionamento de ciclos termodinâmicos, mesmo nos casos ideais, como define a segunda lei da termodinâmica.

A perda de ciclo ideal pode ser quantificada pela potência proveniente do combustível, descontando-se a potência de acionamento do compressor e a potência líquida. Assim, diminui-se a perda à medida que se reduz a temperatura de escape e se eleva a temperatura de entrada da turbina, o que faz da resistência, a altas temperaturas, das partes da turbina um ponto extremamente crítico na tecnologia de construção destes equipamentos. Também

denominado ciclo de Joule, é o processo teórico dos motores de turbina a gás. A Figura abaixo dá o esquema básico.

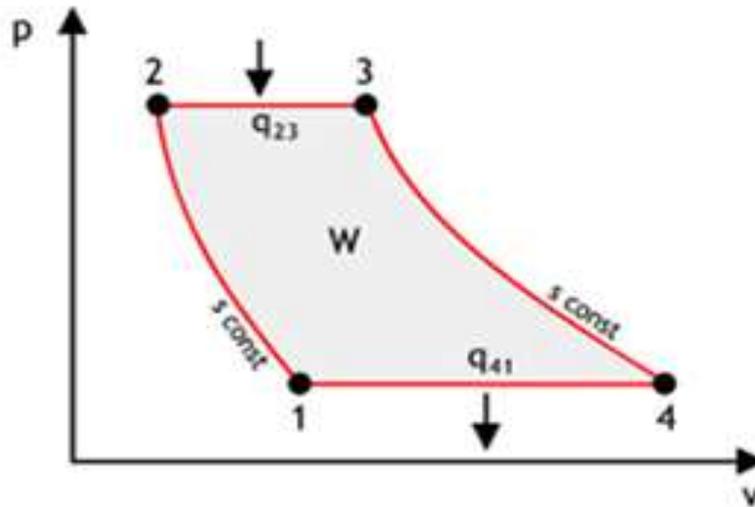


Figura 17 - Diagrama Entalpia x Entropia de Ciclo Brayton (ideal) e ciclo real a gás.

Entre 1 e 2 o ar é comprimido de forma adiabática por um compressor tipo axial. Ao passar pelo queimador ou câmara de combustão (de 2 a 3), o ar se expande devido ao fornecimento de calor pelo processo de combustão. Isso ocorre supostamente sob pressão constante porque a forma construtiva da câmara oferece pouca resistência ao fluxo. O ar aquecido pela combustão movimenta uma turbina num processo teoricamente adiabático (de 3 a 4). Saindo da turbina, o ar troca calor com o ambiente num processo claramente isobárico.

**Transformação adiabática** é um processo de transformação termodinâmica na qual não há trocas de calor com o ambiente, apesar de haver variação térmica. A energia interna se transforma em trabalho diretamente ( $\Delta U = Q - W$ ,  $Q=0$  Logo  $\Delta U = -W$ ). Com a perda de energia interna, há diminuição da temperatura e realização de trabalho (aumento de volume). Com o ganho de energia interna, há aumento de temperatura e perda de trabalho (diminuição de volume). É o processo básico do Ciclo de Brayton, que explica o funcionamento da turbina a gás.

Para a análise termodinâmica de sistemas são aplicadas as equações de conservação da massa, conservação de energia (Primeira Lei da Termodinâmica).

### 3.2. Aspectos Gerais da Análise pela Primeira Lei da Termodinâmica

A análise de sistemas e processos pela primeira lei da Termodinâmica está baseada na conservação de energia e de massa. As equações para o volume do controle em regime permanente, de uma forma geral, desconsideram as variações de energia cinética e potencial e podem ser expressas por:

$$\sum e - \sum s = 0 \quad (1)$$

$$\sum \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s = 0 \quad (2)$$

A Equação (1) indica que a vazão mássica entrando no volume do controle é igual à vazão mássica que sai do volume do controle.

A Equação (2) estabelece que a taxa total da energia entrando no volume de controle é igual à taxa total de energia deixando o volume de controle, já desconsiderando as variações de energia cinética e potencial.

### 3.3. Modelagem dos Componentes do Ciclo a Gás

Os componentes modelados para o ciclo a gás em que o fluido de trabalho é composto por uma mistura de gases que tem como base o ciclo fundamental de potência de Brayton. Os equipamentos são: compressor, câmara de combustão, turbina e o gerador elétrico.

#### 3.3.1 - Compressor

Os parâmetros que definem o compressor utilizado são a razão de compressão ( $\beta$ ) e a eficiência isentrópica do processo de compressão ( $\eta_{c_{iso}}$ ), definidas, respectivamente, por:

$$\beta = \frac{P_2}{P_1} \quad (3)$$

$$\eta_{c_{iso}} = \frac{(h_{s_{iso}} - h_e)_{isoent}}{(h_s - h_e)_{real}} \quad (4)$$

A pressão de saída no compressor é determinada diretamente pela razão de compressão. A partir de uma dada razão de compressão e da eficiência isoentrópica, pode-se determinar a entalpia isentrópica do ar na saída do compressor conhecendo a pressão de saída e impondo a condição de igualdade de entropias entre a entrada e a saída do equipamento.

Obtida a entalpia isentrópica de compressão, e a partir da definição da eficiência isoentrópica, chega-se à entalpia real do ar na saída do compressor, e com essa entalpia é possível determinar a temperatura real de saída no compressor.

A potência de compressão ( $\dot{W}_c$ ) é dada por;

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{ar}(h_s - h_e) \quad (5)$$

### 3.3.2 - Câmara de Combustão

A análise aplica-se a um volume de controle ao redor da câmara de combustão. Os fluidos de entrada constituem-se de ar proveniente do compressor, e o combustível, que é injetado diretamente na mesma pressão da câmara.

O modelo admite a hipótese de combustão completa, sendo que os produtos de combustão que deixam a câmara são CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> e Ar. A composição do gás natural utilizada neste trabalho é baseada no gás natural proveniente do gasoduto Bolívia-Brasil (Anexo C).

No processo de combustão admite-se que são conhecidas as condições de entrada do ar e do gás natural, a temperatura dos gases que deixam a câmara e a eficiência de combustão.

Para a determinação da temperatura adiabática de chama, considerando a combustão completa do gás natural e câmara adiabática, é utilizada a seguinte equação:

$$\sum_i (i \bar{h}_i)_{reagentes} = \sum_j (j \bar{h}_j)_{produtos} \quad (6)$$

Após a determinação da temperatura adiabática da chama é calculado o excesso de ar necessário para se atingir a temperatura dos gases na entrada das turbinas, a qual é fornecida como uma característica de projeto da turbina a gás.

Na câmara de combustão real, esta é incompleta e ocorre transferência de calor para o meio, portanto é necessário mais combustível para que se atinja a temperatura desejada, essa relação é chamada de relação combustível/ar real ( $f_{real}$ ). Assim pode-se adotar um parâmetro de eficiência que defina essas perdas. A eficiência da combustão ( $n_{comb}$ ) é definida pela razão entre a relação combustível/ar teórica ( $f_{teor}$ ) e a relação combustível/ar real ( $f_{real}$ ), para a mesma elevação de temperatura dos gases entre a entrada e a saída da câmara de combustão, como segue (Cohen et al., 1996):

$$n_{comb} = \frac{f_{teor}}{f_{real}} \quad (7)$$

A partir da relação combustível/ar teórico ( $f_{teor}$ ), da eficiência de combustão ( $\eta_{comb}$ ) e com a Equação (7) se tem a relação real ar/combustível ( $f_{real}$ ), e, dessa forma, calcula-se o fluxo de massa de ar necessário para que se atinja a temperatura de saída da câmara e é possível estabelecer a composição dos gases de exaustão e, assim, calcular suas propriedades termodinâmicas.

A entalpia dos produtos de combustão é calculada através da fração mássica de seus componentes e da pressão e temperatura em que eles se encontram como segue:

$$h_{gases}(T, P) = \sum n_2 h_2(T, P) \quad (8)$$

A conservação da massa na câmara é dada por:

$$(\dot{m})_{gases} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{gn} \quad (9)$$

No que diz respeito à perda de carga na câmara de combustão, pode-se afirmar que é proveniente do atrito viscoso e turbulência e da elevação da temperatura dos gases, com a conseqüente redução de sua densidade, aumento da velocidade média e da quantidade de movimento do fluxo de gases.

Cohen et al. (1996) indicaram que para turbinas aeroderivativas este valor situa-se na faixa de 4 a 7% devido às restrições construtivas de volume da turbina. No caso de turbinas a gás industriais, a perda de carga é da ordem de 2% da pressão de entrada.

### 3.3.3 - Turbina

Neste componente, os gases realizam a expansão de acordo com a sua eficiência isentrópica  $\eta_{exp_{iso}}$ . O procedimento de cálculo é análogo ao do compressor, com o detalhe adicional que a expansão é efetuada da pressão de entrada da turbina a pressão de saída, a qual deve ser suficiente para vencer as perdas de carga especificadas dos equipamentos da caldeira de recuperação. Assim, tem-se:

$$\eta_{exp_{iso}} = \frac{(h_e - h_s)}{(h_e - h_{s_{iso}})} \quad (10)$$

$$\dot{w}_{exp} = \dot{m}_{gases}(h_e - h_s) \quad (11)$$

A potência mecânica gerada pela turbina a gás é dada pela potência gerada na expansão dos gases e descontado a potência utilizada pelo compressor de ar, assim:

$$\dot{w}_{TG} = \dot{w}_{exp} - \dot{w}_c \quad (12)$$

### 3.3.4 - Gerador

A turbina a gás está ligada diretamente ao gerador elétrico. Um valor de eficiência elétrica  $n_g$ , é adotado para se considerarem as perdas da ligação com o gerador que pode ser efetuada através de um conjunto de engrenagens para redução de rotação. A potência elétrica da turbina a vapor é dada por:

$$\dot{w}_{TG_{ele}} = n_g \dot{w}_{TG} \quad (13)$$

## 3.4. Modelagem dos Componentes do Ciclo a Vapor

Os componentes modelados no ciclo a vapor em que o fluido de trabalho é o vapor e tem como base o ciclo fundamental de potência de Rankine. Os equipamentos são: caldeiras de recuperação, desaerador, turbina a vapor, condensador e bombas.

### 3.4.1. Caldeira de Recuperação

A modelagem da caldeira de recuperação é realizada em vários volumes de controle, envolvendo cada um de seus equipamentos, de forma que o estado calculado em um equipamento seja o estado de entrada para o próximo equipamento.

Os evaporadores, economizadores e superaquecedores são modelados como trocadores de calor de contra corrente, sem mistura dos fluidos. O cálculo das propriedades da água na saída do equipamento é efetuado com base nos balanços de massa, energia e exergia, admitindo-se como conhecidos os estados da água e do vapor na entrada.

Conhecidos os estados dos fluidos na entrada e os fluxos mássicos dos fluidos, a temperatura de saída dos fluidos é calculada pelo balanço de energia aplicado ao trocador de calor. Considerando-se um coeficiente ( $\eta_{tc}$ ) devido às perdas de calor para o meio, o balanço de energia no economizador, no evaporador e no superaquecedor da caldeira de recuperação é dado da seguinte maneira:

$$\left( h_{s_{\acute{a}gua}} - h_{e_{\acute{a}gua}} \right) = n_{tc} \dot{m}_{gases} \left( h_{e_{gases}} - h_{s_{gases}} \right) \quad (14)$$

Na caldeira de recuperação é fundamental a verificação da restrição associada ao *pinch point*. Uma referência técnica (Gas Turbine World Handbook, 1999-2000) adota o valor de *pinch point* de 17°C para uma análise conservativa da eficiência de ciclos combinados sem queima suplementar de combustível, considerando a tecnologia atual presente nas instalações térmicas. No caso de ciclos combinados com reaquecimento dos gases de combustão até 704°C, o valor de *pinch point* estimado nessa referência eleva-se para 28°C, a fim de respeitar a restrição de temperatura mínima de exaustão dos gases da caldeira.

O *pinch point* e o *approach* são introduzidos no equacionamento da caldeira de recuperação nos evaporadores através da temperatura de saturação do vapor em uma dada pressão, assim:

$$T_{e_{vapor}} = T_{s_{vapor}} - T_{ap} \quad (15)$$

$$T_{s_{gases}} = T_{ap} + T_{s_{vapor}} \quad (16)$$

Dois fatores devem ser notados quando se selecionam os níveis de alta e baixa pressão em caldeiras de recuperação de diferentes níveis de pressão. A pressão do vapor de alta deve ser suficiente para atingir um bom aproveitamento dos gases e a pressão do vapor de baixa deve ser a mais baixa possível diminuindo, assim, a temperatura dos gases de escape e recuperando a máxima quantidade de calor dos mesmos. Segundo Kehlhofer (1999), a menor pressão de baixa aceitável está em torno de 3 bar, pois abaixo deste valor a queda de entalpia disponível na turbina de baixa torna-se muito pequena e a vazão de vapor torna-se muito grande, aumentando os custos dos equipamentos.

Outra questão a ser observada é a variação do título do vapor em função do aumento da pressão do vapor de alta na turbina a vapor de condensação. Da mesma maneira que no caso de um único nível de pressão, o aumento da pressão de alta diminui o título na saída da turbina, devendo este aumento de pressão ser monitorado de modo a não ultrapassar o limite mínimo do título especificado para a turbina. Recomenda-se que o título da mistura líquido-vapor seja superior a 87% (Narula, 1995).

A eficiência para caldeiras de recuperação é calculada, segundo a relação proposta por Litzka et al. (2003), por:

$$\eta_{cr} = \frac{Q_{CR}}{gases \cdot h_{e_{gases}}} \quad (17)$$

### 3.4.2. Desaerador

Este equipamento consiste num trocador de calor de contato direto entre a água de alimentação proveniente do pré-aquecedor e o vapor que passa pelo evaporador de baixa. A mistura destes fluidos resulta no aquecimento da água e liberação dos gases dissolvidos não condensáveis. O objetivo é proteger contra a corrosão os componentes à jusante, como tubos da caldeira de recuperação, bombas e turbinas.

O balanço de energia no desaerador é dado pela equação abaixo:

$$\sum_e h_e = \sum_s h_s \quad (18)$$

## 3.5 Modelagem dos componentes do Chiller

Em uma máquina de absorção existem duas substâncias: o refrigerante (água ou amônia) que realiza o ciclo de refrigeração completo, e o absorvente que altera a pressão de vapor do refrigerante.

### 3.5.1. Ciclo

No evaporador ocorre a pulverização do refrigerante (água desmineralizada), sobre os tubos do trocador de calor. A água que circula pelo interior dos tubos proporciona ao refrigerante a energia suficiente para que absorva o calor latente da evaporação, passando do estado líquido a gasoso. Esta absorção de energia por parte do refrigerante provoca o resfriamento da água que se encontra no interior dos tubos.

A evaporação ocorre a uma pressão de aproximadamente 6 mmHg abs (0,007 atm), que corresponde a uma temperatura de evaporação de 3°C, conseguindo desta forma água gelada até o limite mínimo de 4,5°C. Sobre os tubos do trocador de calor do evaporador se produz uma névoa de vapor de água que é necessário eliminar para que se siga a evaporação da água. Debaxo do evaporador se encontra o absorvedor. Nele se produz a pulverização de LiBr concentrado (63%), que absorve o vapor de água produzido no evaporador e se dilui. Esta reação de absorção é exotérmica, com a qual a solução diluída tende a aquecer-se e por isso necessita ser refrigerada para que continue produzindo, utilizando para este fim água proveniente das torres de resfriamento. O LiBr diluído se deposita em uma bandeja de onde é captado por uma bomba sendo recalçado para o gerador.

No gerador, a fonte de calor fornece à solução diluída de LiBr a quantidade de calor necessária para provocar a evaporação e, portanto a separação do refrigerante contido no LiBr. O refrigerante em forma de vapor passa então ao condensador. O absorvedor se encontra a 7 mmHg, enquanto o gerador encontra-se 70 mmHg.

No condensador o refrigerante se condensa com água proveniente das torres de resfriamento e que previamente circulou pelo absorvedor. O refrigerante condensado cai, por gravidade, até o evaporador, e é depositado na bandeja de onde é bombeado até os pulverizadores, encerrando o ciclo.

Os chillers por absorção podem operar com LiBr ou Amônia. Os sistemas que utilizam LiBr necessitam de torre de resfriamento (condensação a água) enquanto os sistemas que operam com amônia em seu ciclo não utilizam as torres (condensação a ar) e podem atingir temperaturas de até  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  (sistemas de refrigeração e câmaras frigoríficas). Pode-se aproveitar o calor rejeitado dos chillers para a produção simultânea de água quente.

### 3.5.2. Absorvedor

No absorvedor ocorrem basicamente dois processos a transferência de calor e a transferência de massa. Para a modelagem matemática desses dois fenômenos, para simplificar o processo utilizando-se o princípio da superposição de efeitos para tal será dividido o processo em dois distintos, a saber: a absorção (mistura adiabática de dois fluxos) de vapor pela solução e a troca de calor.

Utilizando-se os princípios da conservação de massa e energia, aplicados ao absorvedor, sabendo-se que:

$\dot{m}$  é a vazão mássica de solução no ponto (1),  $m$  é a vazão mássica de água no absorvedor,  $h$  é a entalpia,  $X$  a concentração da solução e  $Q$  é o fluxo de calor em cada componente do sistema, tem-se:

$${}_1X_1 = {}_2X_2 \quad (19)$$

$${}_3 \cdot h_6 + {}_2 \cdot h_s = {}_1 h_9 + \dot{Q}_{abs} \quad (20)$$

$${}_a \cdot h_{a1} + \dot{Q}_{abs} = {}_a \cdot h_{a2} \quad (21)$$

### 3.5.3. Gerador

No gerador ocorre a absorção de calor que pode ser por fonte direta ou indireta (no caso de aproveitamento de calor residual). Este calor é transferido à solução de água/LiBr, fazendo com que parte da água desta solução se torne em estado de vapor que flui ao condensador. A outra parte da solução a uma alta concentração de LiBr escoar para o absorvedor.

Neste caso tem-se um processo de transferência de massa que ocorre na vaporização da água (considerada pura) e a transferência de calor que ocorre no trocador. Na figura 18 tem-se uma representação esquemática do gerador, onde:  $h_1$  é a entalpia no ponto (1),  $T_1$  é a temperatura no ponto (1) e  $P_{alta}$  é a pressão no gerador.

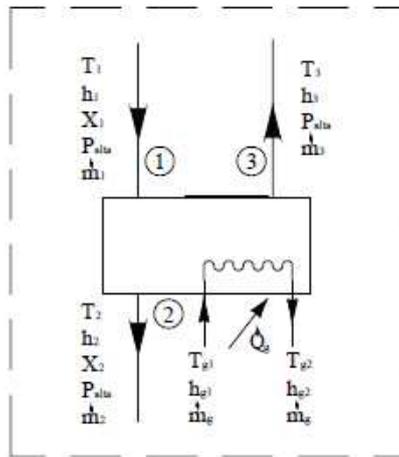


Figura 18 - Representação esquemática do Gerador

Utilizando-se os princípios de conservação de massa e energia no gerador (Fig. 18), vem:

$$1 \cdot h_1 + \dot{Q}_g = 2 \cdot h_2 + 3 \cdot h_3 \quad (22)$$

$$g \cdot h_{g1} = g_2 \cdot h_{g2} + \dot{Q}_g \quad (23)$$

e, com o método da média logarítmica das diferenças de temperatura para o gerador, se obtém:

$$\dot{Q}_g = U_\delta \cdot A_\delta \cdot \Delta T m_\delta \quad (24)$$

$$\Delta T m_\delta = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (25)$$

$$\Delta T_1 = \Delta T_{\delta 1} - T_2 \quad (26)$$

$$\Delta T_2 = \Delta T_{\delta 1} - T_1 \quad (27)$$

### 3.5.4. Trocador de Calor

Pode-se ainda fazer uso de um trocador de calor entre o gerador e absorvedor com o objetivo de melhorar o coeficiente de performance do ciclo por absorção. A transferência de calor ocorre entre o fluido quente (vapor ou água quente) que sai do gerador e o fluido frio (brometo de lítio) que sai do absorvedor para o gerador (Fig. 19).

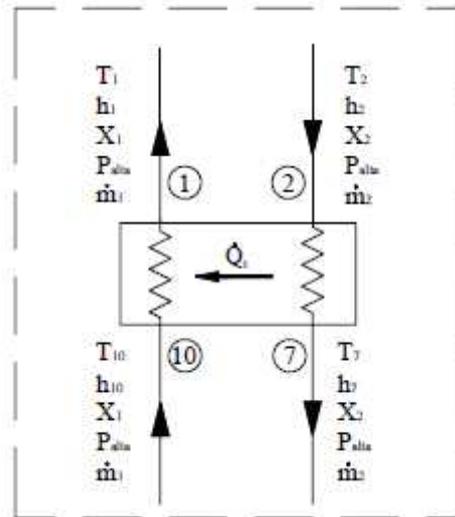


Figura 19 – Representação esquemática do Trocador de Calor

Mais uma vez faz-se um balanço utilizando-se a conservação de massa e energia e a média logarítmica das diferenças de temperatura, considerando o trocador de calor em escoamento contra corrente, onde,  $\Delta T_{mt}$  é a já citada média logarítmica das diferenças de temperatura,  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor no trocador.

$$2 \cdot h_2 = \dot{m}_2 \cdot h_7 + \dot{Q}_t \quad (29)$$

$$1 \cdot h_{10} + \dot{Q}_t = \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad (30)$$

$$\dot{Q}_t = U_t \cdot A_t \cdot \Delta T_{m\delta} \quad (31)$$

Dados experimentais mostram que a região do ciclo onde existe o maior risco de acontecer o problema da cristalização, é na tubulação de saída do trocador de calor (ponto 7 da figura 19), isso ocorre devido a alta concentração da solução nesta região. Para se evitar a cristalização e uma conseqüente interrupção no ciclo, deve-se calcular uma entalpia mínima no ponto (7) para que não ocorra a cristalização. Para tanto utiliza-se a relação abaixo (ASHRAE, 1993):

$$h_{min} = -1397 + 24 \cdot X \quad (32)$$

### 3.5.5 - Condensador

No condensador o vapor de água proveniente do gerador a alta pressão, perde calor no trocador, sendo então condensado. O vapor que adentra o condensador sai na forma de líquido saturado (Fig. 20). Fazendo-se um balanço de energia no condensador têm-se:

$$3 \cdot h_3 = 3 \cdot h_4 + \dot{Q}_{cd} \quad (33)$$

$$cd \cdot h_{cd1} + \dot{Q}_{cd} = cd \cdot h_{cd2} \quad (34)$$

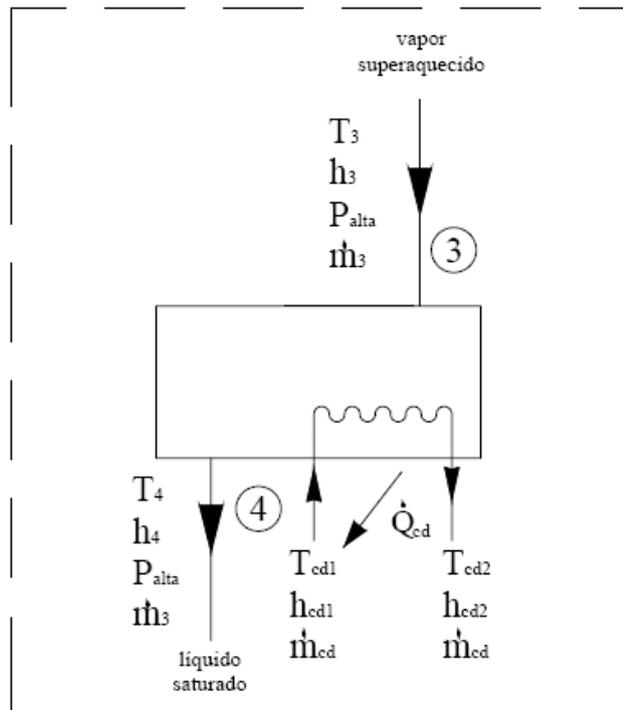


Figura 20 – Representação esquemática do Condensador

Para uma análise da troca de calor no condensador emprega-se o método da Efetividade-NUT. A efetividade ( $\varepsilon$ ) é obtida por equação apropriada (Incropera et al, 1998), a partir das dimensões do trocador de calor, das vazões, do valor de NUT (número de unidades de transferência) e ainda de Cr ( $C_r = C_{\min} / C_{\max}$ ). Abaixo apresenta-se a representação das equações envolvidas na análise:

$$\varepsilon_{cd} = 1 - e^{(-NUT_{cd})} \quad (35)$$

$$C_{\min_{cd}} = cd \cdot C_{p,a} \quad (36)$$

$$NUT_{cd} = \frac{U_{cd} A_{cd}}{C_{\min_{cd}}} \quad (37)$$

$$\dot{Q}_{\max_{cd}} = C_{\min_{cd}} \cdot (T_4 - T_{cd1}) \quad (38)$$

A utilidade real da efetividade é que, conhecido  $T_4$ ,  $T_{cd1}$  e  $\epsilon_{cd}$  pode-se calcular a taxa real de transferência de calor, através da expressão:

$$\dot{Q}_{cd} = \epsilon_e \cdot \dot{Q}_{max_{cd}} \quad (39)$$

### 3.5.6. Evaporador

O fluido refrigerante (água) após ser expandido no dispositivo de expansão onde, após uma abrupta queda de pressão, se dirige para o evaporador na forma de vapor e uma parte de água líquida.

No evaporador ocorrerá troca de calor com um agente refrigerante, saindo a água no estado de vapor saturado para o absorvedor (Fig. 21). Fazendo-se um balanço de energia no evaporador :

$$\dot{m}_3 \cdot h_5 + \dot{Q}_{ev} = \dot{m}_3 \cdot h_6 \quad (40)$$

$$\dot{m}_{ev} \cdot h_{ev1} = \dot{m}_{ev} \cdot h_{ev2} + \dot{Q}_{ev} \quad (41)$$

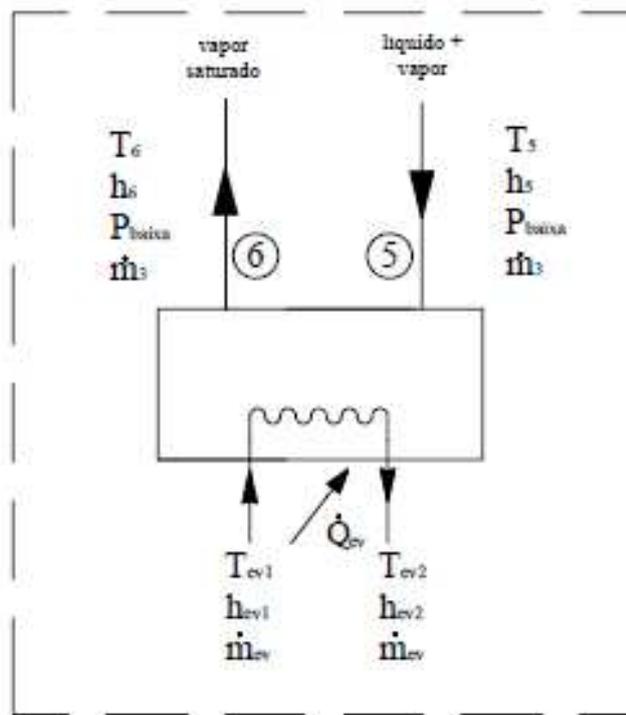


Figura 21 – Representação esquemática do Evaporador

Mais uma vez para uma análise do desempenho da troca de calor no evaporador, utiliza-se o método Efetividade-NUT, e equações similares as já utilizadas no caso do condensador.

$$\varepsilon_{ev} = 1 - e^{(-NUT_{ev})} \quad (42)$$

$$Cmin_{ev} = \dot{m}_{ev} \cdot C_{p,a} \quad (43)$$

$$NUT_{ev} = \frac{U_{ev}A_{ev}}{Cmin_{ev}} \quad (44)$$

$$\dot{Q}max_{ev} = Cmin_{ev} \cdot (T_{ev1} - T_5) \quad (45)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \varepsilon_{ev} \cdot \dot{Q}max_{ev} \quad (46)$$

### 3.5.7. Vantagens e Desvantagens em um Chiller de Absorção

Como o princípio de base de um chiller de absorção é um sistema termoquímico, não existem componentes móveis no sistema (para além das bombas hidráulicas necessárias)

Como consequência, este tipo de chillers apresenta uma vida útil longa, geralmente superior a vinte anos, e exigindo muito pouca manutenção. Por outro lado, nos chillers onde se usa água como fluído refrigerante, não é utilizada nenhuma substância nociva da camada de ozônio (como os CFC por exemplo).

O consumo elétrico de um chiller de absorção é tipicamente cerca de 10% do consumo dos chillers de compressão elétricos. Nas regiões onde existe uma forte procura de eletricidade e/ou em que o preço é bastante elevado, é possível reduzir a fatura energética investindo num sistema de arrefecimento que praticamente não necessita eletricidade.

Os chillers de absorção de queima indireta apresentam também a vantagem de funcionar com uma ampla gama de fontes quentes: vapor de baixa pressão, água quente, energia solar e purga quente.

A grande desvantagem dos chillers de absorção frente aos chillers de compressão reside no seu relativamente reduzido rendimento energético - Coeficiente de Performance (COP). Os chillers de absorção apresentam COPs de 1,1, enquanto nos chillers de compressão o valor pode subir até de 6,0. Por outro lado, os chillers de absorção representam um investimento inicial muito superior (entre 1,5 e 2,5 vezes mais caro)

## Capítulo 4 – Premissas e Seleção de Equipamentos

### 4.1. Premissas

Neste trabalho foram consideradas algumas premissas para a seleção dos equipamentos para se montar o sistema de cogeração, montado por uma turbina a gás, com sua caldeira de recuperação gerando vapor para o chiller. Esse esquema foi adotado por ser uma configuração comum e permite com que a redução do consumo de energia viabilize a empresa farmacêutica aumentar sua linha de produtos.

Algumas considerações foram feitas, tais como:

Período de utilização do sistema estimado em 7.000 h/ano,

Rendimento da Caldeira a gás Natural: Entre 34 e 38%, para regime de carga de 80% da capacidade nominal, podendo se reduzir consideravelmente em função de cargas menores. Os valores são para poder calorífico médio de 9.400 Kcal/m<sup>3</sup>. (No Brasil, a definição dos parâmetros para o gás natural se faz conforme método ASTM D 3588, classificando o Poder Calorífico Superior (PCS) em três faixas:

- A) - Baixo, de 8.000 a 9.000;
- B) - Médio, de 8.800 a 10.200 e
- C) - Alto, de 10.000 a 12.500 Kcal/m<sup>3</sup>.

Para produção de energia elétrica, estima-se um consumo específico da ordem 0,30 Nm<sup>3</sup>/kW gerado.

A seqüência lógica para seleção dos equipamentos depende da maior necessidade de consumo de energia que advém do sistema de Chiller por adsorção que troca calor com o vapor gerador de uma caldeira de recuperação que gera vapor resultante da queima de gás natural de uma turbina a gás anexa a esta caldeira de recuperação.

A demanda elétrica já considerando a nova instalação é de 4650 kW em média, a demanda térmica é de 27900 kW, a massa de vapor é de 1,66 kg/s, a uma pressão de 1 MPa, pinch point entre 20 a 30°C a alimentação de gás natural de 18 bar.

A caldeira de recuperação possui desaerador integrado, que utiliza o vapor gerado pelos gases de exaustão para eliminar o ar e gases dissolvidos na água a ser evaporada na caldeira. Isso possibilita um aumento da potência gerada, pois elimina a extração da turbina a

vapor para esse fim. Uma pequena parte dessa água é perdida nesse processo e na entrada da caldeira é feita a reposição desta água, entretanto essa quantidade não é considerada na análise por ser muito pequena (menos de 1% do total).

A prática de queima suplementar aumenta a potência gerada, pois aumenta a produção de vapor nas caldeiras, porém, diminui a eficiência do ciclo como um todo por que a queima direta do combustível na caldeira de recuperação produz mais irreversibilidades se comparada à queima do combustível na turbina a gás.

O gás natural é fornecido à planta através de um gasoduto que passa próximo a localidade da instalação da planta. O gás é entregue a 30 bar e sofre duas reduções através de válvulas com sistema de controle para atingir a mesma pressão da câmara de combustão.

#### **4.2 - Considerações para estabelecer os casos**

Para se definir os níveis de pressão e temperatura das caldeiras de recuperação alguns parâmetros foram tomados da literatura e, através de alguns testes, os outros parâmetros foram ajustados, conforme descrito a seguir:

- A pressão mínima de entrada da água na caldeira de recuperação é da ordem de 300 kPa, para que haja o máximo aproveitamento dos gases de exaustão (Kehlhofer, 1999);
- O título do vapor foi controlado de modo que não fosse menor que 87% na saída da turbina de condensação para evitar danos ao equipamento (Narula, 1995);
- O pinch point de cada caldeira foi definido como no mínimo de 17°C, segundo a referência técnica da Gas Turbine World Handbook (1999-2000), para uma análise conservativa da eficiência de ciclos combinados sem queima suplementar de combustível;
- O approach dos evaporadores foi definido como 10°C, que é um valor médio na faixa de valores apresentados na Tabela 1;
- As temperaturas e pressões de alta foram tomadas para todos os ciclos como sendo 540 °C e 11 MPa, respectivamente;
- A temperatura mínima para os gases de exaustão foi definida como 90 °C (Seyedan et al., 1995; Khartchenko, 1998 e Jordal, 2001);
- A perda de calor para o meio (TC) em cada trocador de calor da caldeira de recuperação foi considerada sendo de 1% do calor transferido;

- A taxa de vapor utilizada no desaerador foi considerada como sendo de 1 kg/s para eliminar os gases dissolvidos na água;
- Os rendimentos isentrópicos de todas as bombas foram tomados como sendo de 75%;
- A pressão de condensação para todos os casos foi definida como 10 kPa, valor típico para esse tipo de instalação;
- Os rendimentos dos geradores elétricos foram assumidos como sendo de 95%.
- Outros sistemas auxiliares como os de resfriamento e sistemas de filtragem e tratamento de água, utilizam a água do Rio que passa próximo a localidade da planta.
- O sistema de resfriamento capta a água do rio para ser utilizada no condensador das plantas do ciclo combinado que retorna ao rio com um aumento de 7°C em sua temperatura.

Para iniciarmos a seleção considerando as premissas já estabelecidas para o sistema de HVAC, considerando a necessidade de 600 TR/h ou 2110 kW foi-se escolhido um Chiller da York, modelo: YIA – ST – 7D1, consumo máximo de vapor de 4680 kg/h.

$$\text{Calcula-se este consumo através da formula: } m = (h_1 - h_2) \quad (47)$$

onde:

$h_1$  = entalpia do vapor entrando no sistema (vapor saturado)

$h_2$  = entalpia do condensado saindo da unidade.

$m$  = fluxo de massa do vapor (lb/hr or kg/hr)

Continuando a seleção dos volumes de controle, considerando a premissa já estabelecidas para o sistema de HVAC, considerando a necessidade de mais 6000 kg de vapor por hora, onde escolhe-se uma caldeira ATA AV-4/AQ-2 - Caldeira para Turbinas a Gás

A seguir encontra-se na figura 22, a memória de calculo para modelagem da Caldeira de recuperação AV-4/AQ-2, onde a geração de vapor saturado à 10,5 bar com temperatura de 186, com vazão de vapor em até 14.800 kg/h e pinch point de 20°C.

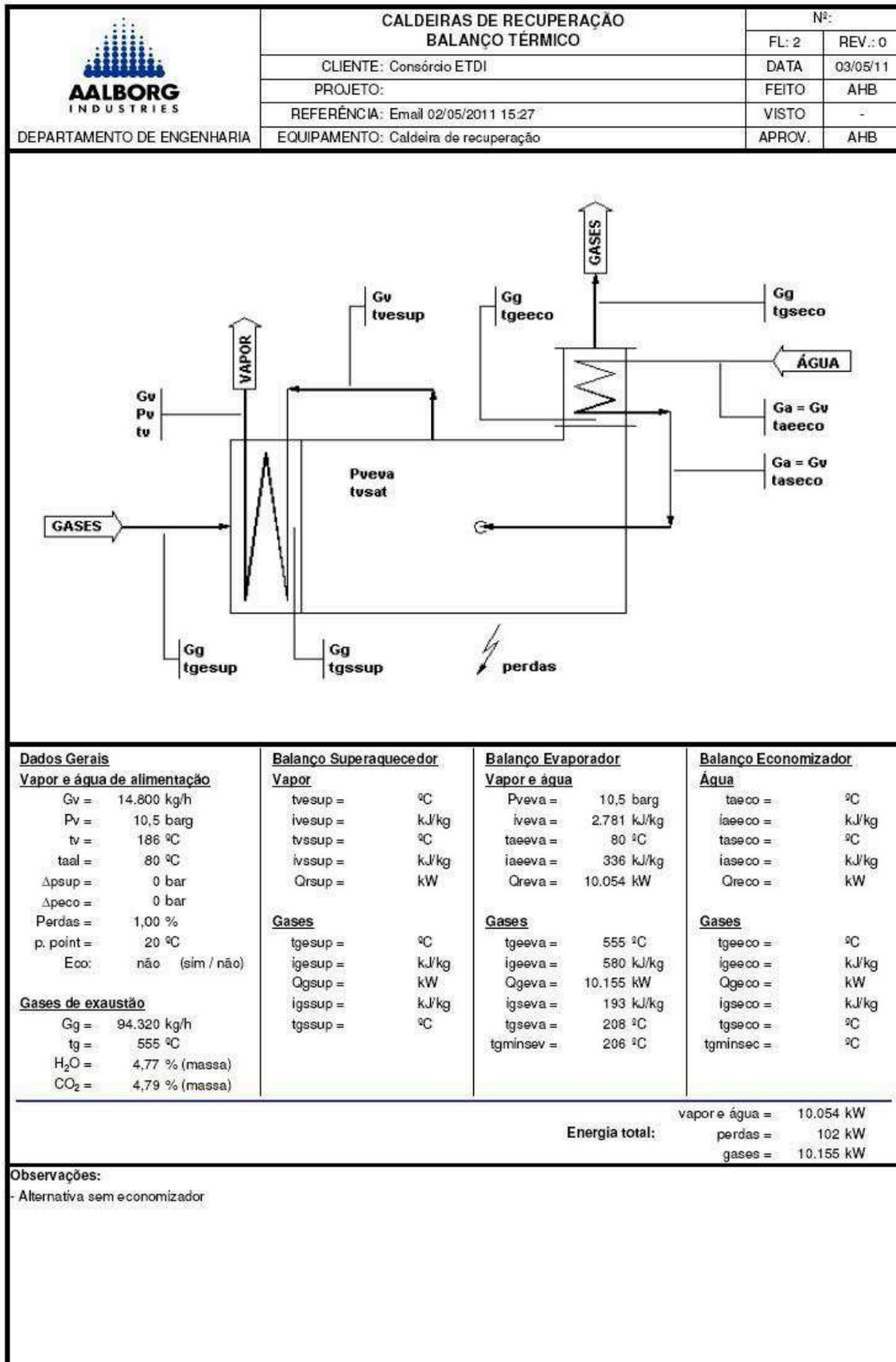


Figura 22 - Memória de Cálculo Caldeira ATA



Figura 23 - caldeira ATA AV-4/AQ-2 - Caldeira para Turbinas a Gás

Capacidade de saída da turbina: Até 19 MW

Tipo de combustível: Gás Natural

Temperatura dos gases de exaustão: 600 °C com material padrão

Fluxo dos gases de exaustão: Até 75 kg/s

Capacidade de produção de vapor: Até 15 t/h

Pressão do vapor: Até 25 bar

Temperatura do vapor: Saturado / 50°C acima da temp. sat.

Circulação: Natural

Pinch Point: \* Mínimo típico 20 - 30 °C \*(temperatura de saída dos gases - temperatura do vapor saturado)

Antes da seleção da turbina tem-se a necessidade de descrever algumas características do gás natural ([http://www.comgas.com.br/conheca\\_gasnatural/conheca/composicao.asp](http://www.comgas.com.br/conheca_gasnatural/conheca/composicao.asp), março 2011)

- Poder calorífico inferior a 38690 kJ/kg
- Limite de inflamabilidade: 5 - 15% em volume
- Temperatura de ignição espontânea: 540°C
- Velocidade de chama: 35 a 50 cm/s
- Temperatura de chama: 1.945°C com ar e 2.810°C com oxigênio
- Ponto de ebulição: -162°C
- Ponto de Fulgor: - 189°C
- Densidade absoluta: 0,766 kg/m<sup>3</sup> (@ 20°C; 1 atma)

**SIEMENS**

## Siemens Plant Performance Estimation Program (SIPEP)

3.8.2



Project Campinas pharmacia  
 User Jan Harnestam, Siemens Energy  
 Siemens sales contact SIPEP Admin (sipep.energy@siemens.com)  
 Type SGT-300 Cogeneration (steam production)

Date 2011-04-07  
 Job ID 44216

**PLANT CONFIGURATION AND DESIGN CONDITIONS**

Frequency 60 Hz Elevation above M.S.L. 750 m  
 Burner type Standard  
 Boiler type smoke tube boiler

**NOMINAL PERFORMANCE DATA**

	Design
Steam pressure	bar 10.5
Steam temperature	°C 202.0 <sup>1</sup>
Steam flow	kg/s 4.7 <sup>2</sup>
Feedwater temperature	°C 80.0
Total plant efficiency	% 81.4
Total plant heat rate	kJ/kWh 4423
Heat duty	MW 11.7
GT load	% 100
GT electric power	MW 6.49
GT efficiency	% 29.0
GT heat rate	kJ/kWh 12407
NO <sub>x</sub> emissions @ 15% O <sub>2</sub> dry	on request
CO emissions @ 15% O <sub>2</sub> dry	on request

**GT EXHAUST GAS**

GT exhaust gas mass flow	kg/s 26.2
GT exhaust gas temperature	°C 555
Stack exhaust gas temperature	°C 155

**AMBIENT CONDITIONS**

Air temperature	°C 25.0
Air humidity	% 75
Air pressure	mbar 926

**OPERATING DATA**

Fuel type	std. gas <sup>3</sup>
Fuel LHV	kJ/kg 47889
Fuel mass flow	kg/s 0.47
Water/Steam injection	n/a
Power factor	- 0.90
GT speed	1/min 14010

**REMARKS** 1, 2, 3

<sup>1</sup> The requested steam temperature (175.0 °C) is below the minimum required distance to saturation (20.0 K). The minimum distance was used for the calculation

<sup>2</sup> The requested water / steam flow (20.00kg/s) is larger than the maximum achievable flow. The calculation was performed for the maximum achievable flow.

Please select "Duct firing available" as a design criteria and choose duct burner operating status "On" in the part load / off-design input screen.

In case this is still not sufficient for achieving the desired water/steam flow please choose a larger gas turbine or contact sales to obtain a special design.

<sup>3</sup> Vol-%: CH<sub>4</sub>=94.2%; C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>=3.2%; N<sub>2</sub>=1.2%; CO<sub>2</sub>=0.5%; C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>=0.6%; C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>(n)=0.1%; C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>(iso)=0.1%; C<sub>5</sub>H<sub>12</sub>(2-methyl)=0.1%;

Wobbe index = 47.5 MJ/m<sup>3</sup> (T=273K), 45.0 MJ/m<sup>3</sup> (T=288K)

**Important notice:**

All performance data refer to LHV. The data are for information purposes only and any warranty and/or liability is excluded. Data to be guaranteed must be submitted in a formal proposal. It is assumed that all components of the specified scope of supply are designed to handle the specified part load/off design conditions without any additional technical measures. This sheet contains information proprietary to Siemens. It is submitted in confidence and is to be used solely for the purpose for which it is furnished i.e. evaluation of Siemens products within recipients conduct of business and returned upon request. This information is not to be reproduced, transmitted, disclosed, or used otherwise, in whole or in part, without the written authorization of Siemens.

Figura 24 - Memoria de Calculo Turbina Siemens

Para as condições do estudo foi elaborada a memória de cálculo anteriormente apresentada, selecionou-se a Turbina “*Siemens Energy*” SGT – 300, tem-se:

A Turbina selecionada é a SGT – 300 , conforme dados de catalogo das Turbinas a gás Siemens, nas condições de pressão, temperatura e no nível do mar, conforme transcritos abaixo:



Figura 25 - Turbina SGT 300 Siemens

Para as condições do estudo foi elaborada a memória de cálculo a seguir, seleciona-se a Turbina “*Siemens Energy*” SGT – 300, tem-se:

- Fluxo de alimentação de gás natural esta em 0,47 kg/s, convertendo-se para consumo por hora tem-se 1692 kg/h de gás, ou em metros cubicos 1296 Nm<sup>3</sup>/h
- Fluxo de gases de escape em 26,2 kg/s a 555 °C , o que estaria dentro das expectativas a caldeira de recuperação que pode trabalhar com a admissão de gases de até 75 kg/s.
- Capacidade de gerar 6490 kw de energia, com uma eficiencia de 29 %.
- Capacidade de gerar vapor até 16920 kg/h, com 10,5 bar ou 1050 kPa, a 202°C, considerando a alimentação de água a uma temperatura de 80 °C porem a caldeira tem limitação de 15000 kg/h.
- Rendimento total do conjunto turbina e caldeira de recuperação igual a 81,4 %

Considerando a economia da troca do sistema de HVAC onde a demanda elétrica do site fica em apenas de 3870 kW, a escolha da turbina para garantir a geração de energia para suprir a planta com folga para novas expansões e ainda o excedente de energia ser vendido a concessionária a fim de amortizar o investimento e após este período também servir como subsídio de aumentar a lucratividade ou competitividade dos seus produtos.

Ainda neste tema a troca do sistema de Hvac, onde o atual sistema consome em torno de 780 kW e a troca do sistema com compressão de gás refrigerante, passando para Chiller com troca térmica entre vapor e Brometo de Lítio.

Apresentados estes volumes de controles a análise energética para os sistemas conforme a modelagem existente chamados da forma convencional e os sistemas modelados conforme proposto como solução para viabilização para a ampliação da fabrica.

**O Sistema Convencional, considerou:**

- Instalação de uma nova caldeira com capacidade de 1500 kg/h de vapor.
- Complementação do sistema de HVAC, na forma de chillers a compressão totalizando 600 TRs.
- Consumo de gás natural para alimentação da caldeira
- Consumo de energia elétrica para o incremento do sistema de HVAC

**O Sistema Proposto, considerou:**

- Instalação de uma turbina a gás com capacidade de 6490 kW.
- Instalação de uma caldeira de recuperação acoplada a turbina com capacidade de 15000 kg/h de vapor.
- Troca do sistema de HVAC, na forma de chillers de absorção que consome 4680kg de vapor por hora com capacidade de geração de 600 TRs.
- Consumo de gás natural para alimentação da turbina
- Consumo de energia elétrica para o incremento do sistema de HVAC.
- Excedente de energia e vapor para serem comercializados

### 4.3. - Sistema Convencional

Tabela 3 – Resultados do estudo energético do sistema convencional.

Vapor gerado kg/h	Energia gerada pelo Vapor kW	Consumo do gás natural m <sup>3</sup> /h	Potencial Energético do gás natural em kW	Demanda de Energia Elétrica kW	Energia Térmica Sistema HVAC kW
<b>3500</b>	<b>2706</b>	<b>301</b>	<b>3172</b>	<b>4650</b>	<b>2112</b>

#### 5.1.1.1. Rendimento Energético Sistema Convencional

$$\eta = \frac{\text{Energia produzida}}{\text{Energia fornecida}} = \frac{4818 \text{ kW}}{7822 \text{ kW}} = 61,6 \%$$

O rendimento energético resultante da proposta da manutenção do sistema energético conforme o sistema existente é de 61,6 %.

### 4.4 - Sistema Proposto de Cogeração

Tabela 4 – Resultados do estudo energético do sistema de cogeração.

	Gás Natural	Geração de Vapor	Consumo de vapor da Fabrica	Consumo de vapor do HVAC	Vapor Excedente	Demanda de Energia Elétrica	Geração Energia Elétrica Turbina	Excedente de Energia Elétrica	Energia Térmica Sistema HVAC	Demanda Eletrica do Chiller
Consumo	1296 Nm <sup>3</sup> /h	14800 kg/h	2000 kg/h	4680 kg/h	8120 kg/h					
Potencial Energético kw	<b>14178</b>	<b>11441</b>	<b>1546</b>	<b>3618</b>	6277	<b>3870</b>	<b>6490</b>	2620	<b>2373</b>	<b>78</b>

#### 5.1.1.2. Rendimento Energético Sistema Cogeração

$$\eta = \frac{\text{Energia produzida}}{\text{Energia fornecida}} = \frac{23290 \text{ kW}}{26630 \text{ kW}} = 86,7 \%$$

O rendimento energético resultante da proposta de implantação do sistema de cogeração tem sua resultante energética em 86,7 %.

## Capítulo 5 – Discussão

O Brasil vem passando por uma grande reestruturação em seu sistema elétrico e uma das metas é a diversificação da matriz energética, assim, uma das alternativas é a utilização de do gás natural. Diante deste contexto esse trabalho procurou mostrar um estudo da alternativa possível de substituição do sistema de HVAC tradicional, grande consumidor de energia elétrica por um sistema de troca de calor com vapor gerado pelo aproveitamento dos gases de queima de uma turbina a gás natural acoplada a uma caldeira de recuperação.

Foi apresentado uma análise energética do sistema e seu selecionamento para o cenário proposto considerando somente seus volumes de controles principais pois os demais acessórios, teriam apenas contribuição discreta na análise.

A análise termodinâmica possibilitou verificar os rendimentos da planta e ajudou na seleção dos volumes de controle e estudadas as eficiências dos principais equipamentos envolvidos, também foi possível identificar os equipamentos que contribuem com as maiores demandas térmicas e de energia e dessa forma, avaliar os seus efeitos sobre o desempenho da planta. Como se esperava, a solução proposta na visão energética é muito viável e apresenta um excelente rendimento baseado na primeira lei e, conseqüentemente, possibilitou a geração de uma maior potência elétrica.

Os parâmetros não construtivos que mais afetam a produção de potência em ciclos combinados são a temperatura ambiente e a perda de carga dos gases na caldeira de recuperação. No que diz respeito às características construtivas os principais parâmetros que influenciam a potência são as extrações e o pinch point.

Uma análise de custo certamente daria mais aderência ao estudo e certificaria a solução, porem este estudo iria requerer uma conotação mais apurada dos custos de produção da energia exigiria um levantamento mais rigoroso das condições operacionais da instalação e dos custos reais de aquisição dos equipamentos, permitindo que se verifique desta forma, as melhores configurações para a planta. Essa questão é de suma importância, pois a partição dos custos da planta pode ser dada de maneira diferente da utilizada no trabalho. Outros fatores, tais como incentivos governamentais ou isenção fiscal, também podem modificar os resultados econômicos.

O principal empecilho para o investimento privado em usinas termelétricas é a incerteza quanto ao preço de venda de energia, pois este preço é estabelecido por vários

fatores que variam muito, como: os contratos de compra e venda de energia de longos prazos com tarifas calculadas em reais, o que leva a uma incerteza devido à flutuação do dólar; a perspectiva da atuação do Mercado Atacadista de Energia para contratos de curto prazo, com preços liberados; a variação dos reservatórios hídricos brasileiros, entre outros.

Outro ponto crucial pela tomada de decisão sobre a implantação de sistemas de cogeração através de gás natural é o custo do combustível, que pode inviabilizar o investimento. O contrato de fornecimento de gás natural utilizado para estabelecer o seu preço de venda é baseado no Programa Prioritário de Termelétricas (PPT) e mostra-se bem vantajoso sobre o preço normal de comercialização praticado pelas distribuidoras a outros agentes consumidores.

Neste estudo foi considerado a substituição completa dos sistemas de Chillers e de geração de vapor, onde seria muito possível a sua utilização em paralelo ao sistema de cogeração ou em ocasiões de parada como manutenção preventiva e corretiva.

Esta situação possibilita ainda em uma futura ampliação não necessitar de nenhum investimento em utilidades, ou até negociar estas utilidades com empresas vizinhas e até com a concessionária de energia para melhores tarifas, ou até ter uma opção sazonal, quando no inverno a necessidade de ar refrigerado é bem menor e poderia ser utilizado apenas alguns chillers convencionais suprimindo todo o sistema.

Como sugestão para trabalhos futuros pode-se utilizar um método de otimização de processos substituindo sistemas de resistências elétricas para aquecimento de tanques e termostatos, ou no processo de distribuição de vapor para alcançar os melhores níveis de pressão e temperatura para as caldeiras de recuperação, aproveitamento dos gases das chaminés para pré aquecimento da água de geração de vapor, considerando a venda de vapor excedente para empresas vizinhas, implantar turbinas a vapor, aumentando assim a geração de energia e levando em conta que o chiller pode trabalhar com água quente ou vapor exausto desta turbina a vapor, utilizar outras metodologias para distribuição do custo exergético que não penalizem demasiadamente a potência produzida nas turbinas a vapor.

### **5.1 - Resultados da Análise Energética**

A capacidade de produção destes novos volumes de controle sugeridos neste estudo dariam a indústria farmacêutica, não só a capacidade de implantar esta nova área produtiva sem impacto significativo das utilidades, assim como folga para futuras ampliações.

A seguir será demonstrado a eficiência energética de cada uma das propostas para suprir a necessidade de energia elétrica, HVAC e vapor

Máquinas térmicas são máquinas que realizam trabalho e lidam com a variação de temperatura. Normalmente, as máquinas térmicas retiram calor da fonte quente e transferem-no para a fonte fria, o que define sua eficiência. Uma máquina térmica tem maior eficiência se transforma mais calor em trabalho, transferindo, portanto, menos calor na fonte fria.

Apesar dos diferentes tipos de máquinas térmicas, todas recebem calor de uma fonte quente (reator nuclear, coletor de energia solar, fornalha a combustível, etc), rejeitam o calor que não foi usado para um reservatório chamado fonte fria e funcionam por ciclos.

As máquinas térmicas e outros dispositivos que funcionam por ciclos utilizam normalmente um fluido para receber e ceder calor ao qual se dá o nome de fluido de trabalho.

### **Rendimento**

O rendimento das máquinas térmicas pode ser, de uma maneira geral, a razão entre o trabalho total e o trabalho (ou calor) necessário para que ela funcione, ou seja, é o que se obtém pelo que se dá de trabalho:

O rendimento é a eficiência com que uma máquina térmica funciona. Em geral o rendimento das máquinas é baixo:

- motores de automóveis da ordem de 30%;
- motores a diesel da ordem de 50%;
- grandes turbinas a gás da ordem de 80%.

Conforme a Memória de Cálculo do conjunto Turbina/Caldeira tem-se este alto rendimento de 81,4 %, quando opera em ciclo combinado, onde os parâmetros de temperatura de entrada da turbina a gás e da saída dos gases de descarga após o trocador de calor da caldeira não foram detalhados e desta forma não se pode comprovar o rendimento, matematicamente.

O volume de controle “*Turbina*” se baseou-se na Turbina Siemens por ser uma das mais promissoras do mercado conforme dados anexos.

Comparando os dois sistemas em questão de rendimento o sistema de cogeração proporcionou um ganho de 25 %.

Considerando os resultados comparativos entre sistema convencional e sistema de cogeração, onde no sistema convencional, a empresa farmacêutica terá de adquirir mais uma caldeira com capacidade de 1500 toneladas de vapor e mais dois chillers iguais aos que já existem de 110 TR cada, conseqüentemente aumento de consumo de 780 kW, totalizando um consumo de 4650 kW de energia elétrica e 140 m<sup>3</sup> de gás natural por hora, e com todo o investimento ainda ficaria sem ter nenhuma folga para futuras expansões com uma sobra de 6500 kg/h.

Quanto a cogeração, não vai ter acréscimo de consumo em função do baixo consumo em Chillers de absorção e da geração de energia da Turbina e ainda teria lucro com a venda de energia excedente em torno de 2620 kW.

Quanto a geração de vapor no sistema de cogeração além de suprir a nova demanda em função do Chiller de absorção ainda se obtém uma sobra de 8320 kg/hora de vapor para trocar sistemas de resistências elétricas para processos que requerem aquecimento controlado, por alimentação de vapor.

O investimento nestes novos equipamentos e instalações serão facilmente pagos pela energia excedente gerada e comercializada com a concessionária e esta amortização poderia facilmente ser detalhada.

## Referências Bibliográficas

Almeida, G.S. (2006), “Metodologia para avaliação econômica de unidades resfriadoras de líquidos por compressão e absorção”. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 118p.

ANP – Agência Nacional do Petróleo, 2004, “Estudo para Elaboração de um Modelo de Desenvolvimento da Indústria Brasileira de Gás Natural”, 167p.

ARUN, M.B., MAIYA, M.P., MURTHY, S.S, “Performance comparison of double-effect parallel-flow and series flow water-lithium bromide absorption systems”, applied Thermal Engineering, Vol. 21, p.p 1273-1279 (2001)

Babcock & Wilcox, 1992, “Steam its Generations and Uses”, 40th Edition, Babcock & Wilcox Corporation, Barbenton, Ohio, USA.

Balestieri, J.A.P., 2002, “Cogeração: Geração Combinada de Eletricidade e Calor”, Editora UFSC, Florianópolis, 279p.

Bejan, A., 1988, “Advanced Engineering Thermodynamics”, John Wiley & Sons, New York, 850p.

Bejan, A., Tsatsaronis, G. & Moran, M., 1996, “Thermal Design & Optimization”, John Wiley & Sons, New York, 542p.

BRANCO, F. B. Análise Termoeconômica de uma Usina Termelétrica a gás Natural Operando em Ciclo Aberto e em Ciclo Combinado, Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da USP “Júlio de Mesquita Filho”, 2005.

CAMARGO J R(2003) , Sistemas de resfriamento evaporativo e evaporativo-adsortivo aplicados ao condicionamento de ar, Tese de Doutorado, UNESP, Guaratinguetá, 2003.

Campbell, A.S., 1985, “Thermodynamic Analysis of Combustion Engines”, Krieger Publishing Company, Florida, 366p.

CARVALHO, E. N. Modelagem e Simulação de Unidades Resfriadoras de Líquidos por Absorção H<sub>2</sub>O-LiBr de simples e duplo efeito, incluindo o efeito de aditivos e clima local, dissertação de Mestrado, Brasília, 2007.

CGTEE – Centro de Gestão e Estudos Estratégicos, 2003, “Estado da Arte e Tendências das Tecnologias para Energia”, 76p.

Cohen, H., Rogers, G.F.C. & Saravamuttoo, H.I.H., 1996, “Gas Turbine Theory”, Ed. 4, London, Prentice Hall, 442p.

Donate, M., Rodriguez, L., De Lucas, A., Rodriguez, J. (2005), “Thermodynamic evaluation of new absorbent mixtures of lithium bromide and organic salts for absorption refrigeration machines”, International Journal of refrigeration, vol. 29, p.p 30-35.]

Ensinas, A. V. , Integração térmica e otimização termoeconômica aplicadas ao processo industrial de produção de açúcar e etanol a partir da cana de açúcar.(tese de doutorado) 2008.

Gas Turbine World Handbook (1999-2000).

Gas Turbine World Handbook (2001-2002).

Gomes, J., 1999, “Caldeiras de Recuperação – Cogeração com Geração de Frio”, Aalborg Industries, São Paulo.

Gomes, C.M., 2001, “Análise Termodinâmica, Exergética e Termoeconômica de uma Instalação Termelétrica em Ciclo Combinado, com Geração de Vapor”, Dissertação de Mestrado, Departamento de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, 154p.

HO, J.C., CHUA, K.J., CHOU S.K., “Performance study of a Microturbine system for cogeneration application”, Renewable Energy, vol. 29, p.p 1121-1133 (2004).

Horlock, J.H., 1992, “Combined Power Plants”, Pergamon Press, Oxford, 288p.

Horlock, J.H., 1997, “Cogeneration - Combined Heat and Power (CHP)”, Ed. Krieger Publishing Co., Florida, 226p.

Jordal, K., 2001, "Modeling and Performance of Gas Turbine Cycles with Various Means of Blade Cooling", PhD. Thesis, Department of Heat and Power Engineering, Lund University, Sweden, 136p.

Kehlhofer, R.H., Warner, J., Nielsen, H. & Bachmann, R., 1999, "Combined Cycle Gas- Steam Turbine Power Plants", Ed. Pennwell, USA, 288p.

Khartchenko, N.V., 1998, "Advanced Energy Systems", Taylor & Francis, Washington D.C., 285p.

Kim, T. & Ro, S., 2000, "Power Argumentation of Combined Cycle Power Plants Using Cold Energy of Liquefied Natural Gas", Energy, Vol. 25, No. 9, pp. 841-856.

Kotas, T.J., 1995, "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", Ed. Krieger Publishing Co., Florida, 328p.

Liszka, M., Manfrida, G. & Ziebig, A., 2003, "Parametric Study of HRSG in Case of Repowered Industrial CHP Plant", Energy Conversion and Management, Vol. 44, pp. 995-1012.

Lora, E.E.S. & Nascimento, M.A.R., 2004, "Geração Termelétrica. Planejamento, Projeto e Operação", Editora Interciência, Vol. 1, Rio de Janeiro, 631p.

MARTINEZ, P.J., PINAZO, J.M., "A method for design analysis of absorption machines", international Journal of refrigeration. Vol. 25, p.p 634-639 (2002).

Mehrabian, M. A., Shabeik, A. E. (2004), "Thermodynamic modelling of a single-effect LiBr-H<sub>2</sub>O absorption refrigeration cycle", Proquest science Journals, p.p 261-273.

Mendes, M.L.B. & De-Lemos, M.J.S., 2002, "Uma Metodologia para Avaliação do Impacto Ambiental da Geração Termelétrica no Brasil", Anais do II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (em CD-ROM), João Pessoa, 8p.

Narula, R.G., 1995, "Salient Design Considerations for an Ideal Combined Cycle Power Plant", Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 15, No. 2, pp. 97-104.

Nascimento, M.V.G., 2002, "Energia Eólica"; Workshop "Análise Prospectiva da Introdução de Tecnologias Alternativas de Energia no Brasil", COPPE; Relatório Preliminar.

Negri, J.C. & Vieira, S., 1999, “Análise de Projeto de Ciclo Combinado nas Condições Brasileiras: A visão do Empreendedor”, Anais do XV Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica (em CD-ROM), Foz do Iguaçu, 5p.

Orlando, J.A., 1991, “Cogeneration Planer’s Handbook”, Fairmont Press, USA."

PARK, C.W., CHO, H.C., KANG, Y.T., ”The effect of heat transfer additive and surface roughness of micro-scale hatched tubes on absorption performance”, International Journal of Refrigeration, vol. 27, p.p 264-270 (2004).

PARK, C.W., CHO, H.C., KANG, Y.T., ”Energy consumption characteristics of an absorption chiller during the partial load operation”, International Journal of Refrigeration, vol. 27, p.p 948-954 (2004).

SANTOS, J. C. A. Análise de energética e exergética de plantas de cogeração(Dissertação). Programa de pós graduação em engenharia mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2005.

Seyedan, B., Dhar, P.L., Gaur, R.R. & Bindra, G.S., 1995, “Computer Simulation of a Combined Cycle Power Plant”, Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 15, No. 7, pp. 619- 630.

SILVEIRA, J. L. Uma contribuição para a modelagem termoeconômica: otimização da : otimização da operação e do projeto de sistemas energéticos, Tese de Livre Docência, UNESP, Guaratinguetá, 1998.

Talbi, M., Agnew, B. (2002). “Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning”, Applied Thermal Engineering, Vol. 22 p.p 693-702.

Tolmasquim, M., Szklo, A., Sugiyama, A., Soares, J. & Corrêa Neto, V., 1999, “Avaliação dos Potenciais Técnicos e Econômicos e Identificação das Principais Barreiras à Implementação da Cogeração no Brasil e em Setores Selecionados

## **Anexo A – Fontes e Tecnologias para Geração de Energia**

É de suma importância o conhecimento do estágio atual e das tendências das principais tecnologias de energia, pois as velocidades dos avanços tecnológicos e das mudanças nos cenários implicam diretamente nas tomadas de decisões para o estabelecimento de novos projetos do setor. As considerações relevantes para investimentos em produção e distribuição de eletricidade e combustíveis são:

Metodologias para ajuste diário do planejamento para contratação de energia para os diversos segmentos do mercado;

Avaliação do potencial econômico de eficiência por segmento do mercado e identificação de programas prioritários;

Melhoria dos critérios de avaliação dos programas de eficiência energética;

Intensificação dos esforços para as tecnologias de cogeração, com aumento da geração distribuída e, em particular, para sistemas de uso de gás natural.

De um modo geral, existe uma forte tendência mundial em se priorizar o desenvolvimento da produção e distribuição de energia na direção de tecnologias que contribuam para conferir maior sustentabilidade ambiental, maior qualidade dos serviços e segurança de fornecimento de energia. Os maiores desafios são a difusão de tecnologias para uso eficiente e limpo de fontes renováveis e a disseminação de tecnologias de geração distribuída e armazenamento.

A seguir, são apresentadas, de forma concisa, as principais tecnologias para cada forma de produção e suprimento de energia elétrica, bem como suas perspectivas, limitações e alguns aspectos ambientais.

### **A.1. Energia Hidrelétrica**

No Brasil, a importância da energia elétrica de base hidráulica é significativamente maior do que a grande maioria dos países desenvolvidos. A participação hidrelétrica na capacidade instalada é superior a 90% e o potencial dessa fonte no país atinge cerca de 260 GW, dos quais 164 GW já inventariados. Do total inventariado, 62 GW estão em operação, 7,5 GW em construção, 9,3 GW com projeto básico e cerca de 37 GW com estudo de

viabilidade. Assim, a energia hidrelétrica continuará a ser, sem dúvida, a mais importante fonte de energia elétrica no país nas próximas décadas.

O Plano Decenal de Expansão do Setor Elétrico 2000/2009 registra a existência no país de um conjunto de 136 usinas geradoras com capacidade superior a 10 MW, das quais 21 têm capacidade instalada superior a 1000 MW, dispondo um número expressivo delas de reservatórios de regularização plurianual.

O estudo do desenvolvimento de modelos para previsão de vazão dos reservatórios com base em modelos climáticos e meteorológicos, levando-se em consideração os vários usos da água (irrigação, abastecimento, etc), é uma das áreas que merece atenção. Além disso, existe a necessidade do desenvolvimento da modelagem, da monitoração e do diagnóstico dos equipamentos geradores de pequeno e grande porte, além do melhoramento dos processos de construção, recuperação e operação de barragens.

No tocante as pequenas centrais hidrelétricas (PCHs), até 2003 o Brasil dispunha de 349 usinas em operação, o que correspondia a 1,9% da potência hidrelétrica instalada, sendo a maioria concentrada na região sudeste do país.

Para aproveitamentos hidrelétricos de pequeno porte existem propostas para a produção de energia com turbinas para baixas quedas e hidrocínéticas, grupos geradores operando com rotação variável e automação na operação de reservatórios. Uma grande vantagem desse tipo de geração é que grande parte dos projetos de engenharia conta com profissionais e recursos modernos e as várias tecnologias produzidas podem ser encontradas no país (fabricantes nacionais e estrangeiros).

## **A.2. Energia da Biomassa**

O uso de biomassa para fins de geração de energia é interessante para o país, especialmente nos usos finais com maior conteúdo tecnológico, como geração de eletricidade, produção de vapor e combustíveis para transporte.

Os potenciais de geração são expressivos, sendo que para a indústria de cana de açúcar, sistemas de queima direta poderão gerar de 2,4 a 2,7 GW, dependendo da quantidade de palha adicionada ao bagaço. Dos outros resíduos agrícolas, apenas os de arroz e trigo são aproveitáveis hoje.

Resíduos de milho e soja, que têm cerca de vinte vezes mais biomassa, não são aproveitáveis ainda, sendo importante o estudo para desenvolver tecnologias para sua recuperação. Da mesma forma, resíduos de produção madeireira são utilizados em unidades relativamente pequenas (400-800 MW), segundo uma avaliação recente do Centro Nacional de Referência em Biomassa (CENBIO).

Segundo o relatório do CGTEE (2003), o fator mais importante para a redução dos custos da energia proveniente da biomassa, independentemente da tecnologia empregada, é a redução dos custos de coleta e transporte da matéria prima. Hoje, o Brasil possui a melhor tecnologia no mundo para a implantação, manejo e exploração de florestas de eucaliptos, por exemplo. Os custos nacionais são extremamente vantajosos e todo o desenvolvimento nacional na área de papel e celulose oferece condições bastante competitivas para o uso energético de florestas plantadas e o desenvolvimento de tecnologias baseadas em biomassa.

O custo da biomassa no país e a alta eficiência de sistemas modernos de geração de eletricidade, especialmente através da gaseificação de biomassa e uso do gás em ciclos combinados, justificam uma maior atenção para o desenvolvimento dessas tecnologias no Brasil. No entanto, ainda é necessário identificar o consumo da madeira com finalidade energética no país, bem como de resíduos agrícolas com potencial utilização energética.

A cana de açúcar representa um caso de sucesso tecnológico para o país. A indústria da cana mantém o maior sistema de energia comercial de biomassa do mundo, através da produção de etanol e do uso quase total de bagaço para geração de eletricidade. As necessidades de desenvolvimento tecnológico estão bem mapeadas pelo setor e compreendem as seguintes áreas: melhoramento genético da cana, produção (agronomia e engenharia agrícola), processamento industrial, ampliação do mercado de uso de etanol no país e melhoria nas tecnologias da produção de energia.

Como áreas de interesse para geração com o uso da biomassa podem ser relacionadas as seguintes:

- Desenvolvimento de processos mais eficientes para uso de madeira como energético no setor residencial;
- Recuperação dos produtos gasosos condensáveis na carbonização da madeira;
- Melhorias de técnicas para a implementação e manejo de florestas energéticas em áreas marginais à agricultura para alimentos e de outras biomassas, incluindo o melhoramento da produção da matéria prima (melhoramento genético, agronomia, equipamentos, etc);

- Desenvolvimento de projetos de demonstração de gaseificadores de pequeno porte, verificando eficiências, custos, impactos ambientais, desempenho e condições de operação em regiões isoladas do país;
- Acompanhamento das atividades de demonstração no exterior com gaseificadores de grande porte e implementação de projetos de demonstração no país;
- Desenvolvimento de estudos da gaseificação de biomassa no país;
- Análise do uso de combustíveis complementares para tecnologias comerciais já existentes (cogeração ou queima direta nos setores de papel e celulose e cana de açúcar).

### **A.3. Energia Nuclear**

A energia nuclear fornece 16% da energia elétrica no mundo, sendo que nos Estados Unidos é responsável por 20% da geração. Em 2001 operaram no mundo 440 reatores, com 353 GW. No momento, o desenvolvimento, bem como o mercado, está praticamente parado nos EUA, e avança relativamente pouco no resto do mundo. A questão é saber se as dificuldades (segurança e custo) poderão ser vencidas pelo interesse na energia “limpa”, sem emissões, principalmente de CO<sub>2</sub>.

No Brasil, estuda-se desenvolver os conceitos de sistema nucleoeletrônicos mais promissores, mapear as tecnologias mais relevantes e viáveis. Segundo o relatório do CGTEE (2003), em paralelo, deve-se ampliar a participação do país para desenvolvimento de reatores avançados que possam ser construídos e operados, de forma a manter a componente nuclear de 3 a 5% da geração de eletricidade, e viabilizar o desenvolvimento da indústria nacional nuclear.

### **A.4. Energia Eólica**

A energia eólica apresenta um panorama bastante diferente da energia solar, já possuindo maturidade tecnológica e escala de produção industrial. Isso foi resultado de investimentos e de uma política de criação de mercado através de incentivos em vários países, especialmente na Alemanha, Dinamarca, EUA e, mais recentemente, na Espanha.

Hoje essa tecnologia está prestes a se tornar economicamente viável para competir com as fontes tradicionais de geração de eletricidade, além de existir um grande potencial eólico a ser explorado em diversos países. Existem oportunidades de melhoramentos tecnológicos bem identificados internacionalmente que deverão levar ainda a reduções de

custo, permitindo estabelecer metas bastante ambiciosas para instalação de sistemas de geração nos próximos anos.

No Brasil, a capacidade instalada é de 22 MW com a participação de diversos grupos nacionais de universidades e grupos estrangeiros, especialmente da Alemanha e Dinamarca.

Já existe inclusive a produção de turbinas eólicas no país. As áreas identificadas para um programa de energia eólica, segundo Nascimento (2002), são:

- Desenvolvimento de máquinas para situações específicas no Brasil, observando o regime de ventos e melhoria de eficiências;
- Consolidação de dados de potencial eólico;
- Integração de parques eólicos ao sistema interligado.

#### **A.5. Energia Fotovoltaica**

A conversão fotovoltaica tem mostrado maior desempenho e potencial que a conversão térmica para eletricidade. A geração de energia através da conversão fotovoltaica tem sido preferível à geração térmica. O silício é o material predominantemente utilizado em sistemas fotovoltaicos no mundo e o país possui 90% das reservas mundiais economicamente aproveitáveis. A escala variável, favorecendo sistemas distribuídos, desde potências muito baixas, mostra aplicações importantes para sistemas isolados e poderá ser de interesse para conexões de potenciais maiores à rede nos próximos anos.

Segundo CGTEE (2003) estratégias têm sido desenvolvidas nessa área no Brasil, visando:

- Analisar as necessidades tecnológicas e viabilidade econômica para a produção de silício de “grau solar” no país, uma vez que a indústria de painéis fotovoltaicos hoje utiliza restos de silício de “grau eletrônico”, que são muito mais caros;
- Apoiar o desenvolvimento de células e painéis solares no país a partir de silício de “grau solar”;
- Desenvolver e produzir componentes, sistemas eletrônicos, conversores e inversores para painéis fotovoltaicos;
- Desenvolver mecanismos regulatórios e tarifários para incentivar a criação de um mercado para essa tecnologia, como já é feito em diversos países;
- Criar normas técnicas e padrões de qualidade.

Muito embora a energia solar termelétrica não tenha tido grandes aplicações, é recomendável manter estudos, sobretudo em tecnologias mais promissoras em início de operação na Europa e nos EUA, focalizando materiais óticos, fluidos de trabalho, sistemas de rastreamento, sistemas de armazenagem térmica e melhoria de aquisição de dados solarimétricos (radiação direta) para regiões de maior potencial.

O uso de energia solar para aquecimento a baixas temperaturas é feito com tecnologias comerciais em todo o mundo, especialmente para o aquecimento de água. É também utilizado para processos de secagem e refrigeração (sistemas de absorção). As tecnologias utilizam, em sua maior parte, coletores solares planos fechados ou abertos, dependendo da temperatura desejada. Esse setor possui grande potencial para expansão no país e os principais desenvolvimentos deverão ser feitos nas seguintes áreas:

- Redução de custos: manufatura, materiais, qualidade da automação;
- Aumento da eficiência de conversão: películas, tintas, isolamento, novas coberturas;
- Análise de componentes e sistemas completos;
- Novos tipos de coletores (tubos evacuados, concentradores estáticos);
- Suporte de engenharia a projetos: softwares, contratos de desempenho;
- Demonstração no sistema habitacional: pré-aquecimento industrial, hotéis e escolas;
- Capacitação de profissionais.

#### **A.6. Células Combustíveis**

O uso do hidrogênio como vetor energético tem sido muito estudado e existe um razoável consenso sobre suas vantagens em sistemas de energia do futuro. A expectativa é de uma grande complementaridade entre o sistema elétrico e o de hidrogênio, mas ainda é difícil prever as formas de transporte e armazenamento a serem adotadas. Isso implica em desenvolver sistemas competitivos capazes de produzir hidrogênio e em escalas compatíveis com as opções de geração de energia elétrica no futuro. O uso ideal para energia elétrica seria através de célula combustível. Possivelmente, as aplicações referentes à geração estacionária será o primeiro mercado para hidrogênio. Atualmente, está sendo realizado um grande investimento para uso de hidrogênio no setor de transportes, porém, não se espera, além de algumas aplicações iniciais, impactos significativos do uso de hidrogênio nos próximos anos.

No caso do Brasil, e de alguns outros países, há uma grande atenção para a produção de energia através do uso de fontes renováveis (eólica, solar, excedentes de energia hídrica).

Evidentemente, isto passa pela competitividade destas alternativas. O uso futuro do hidrogênio em larga escala dependerá também do estabelecimento de uma infra-estrutura adequada. Esta infra-estrutura, assim como toda a área de geração, deverá contar com um trabalho essencial no estabelecimento de normas e padrões de segurança.

A tecnologia de células combustível tem despertado muito interesse e recebido grandes investimentos internacionais, tanto para aplicações móveis como estacionárias. O Brasil já possui o Programa Brasileiro de Sistemas de Célula Combustível, que identifica grupos de pesquisas e sugere um trabalho em rede, sendo que as seguintes linhas de geração são apontadas como prioritárias:

- Desenvolvimento de células a combustível de diferentes tipos;
- Produção de hidrogênio a partir de fontes renováveis e tecnologias para armazenamento, transporte e distribuição de hidrogênio;
- Integração de sistemas de engenharia e eletrônica de potência, integração de componentes e integração à rede de eletricidade.

O setor de usos finais de energia apresenta grande diversidade tecnológica e grande potencial de introdução de alternativas e modificações. Estão incluídas aqui modificações no comportamento dos usuários de energia, implantação de melhores sistemas de gestão de energia, além de desenvolvimento e difusão de tecnologias mais eficientes. O Brasil ainda não possui uma estimativa do potencial econômico de introdução de tecnologias eficientes. Essa deve ser a primeira iniciativa para auxiliar na definição de prioridades para o desenvolvimento tecnológico relacionado com os diversos usos finais.

## Anexo B – Aspectos do Sistema Elétrico Brasileiro

### B.1. Histórico e Reestruturação do Sistema Elétrico Brasileiro

Nos últimos dez anos, muitas mudanças têm ocorrido em termos econômicos e políticos no mundo e, também, no Brasil. Na década de 90 o Governo Federal iniciou uma série de reformas na economia brasileira, sendo que uma das mais importantes foi a redução de sua participação em vários setores da atividade econômica. Desde então, o setor de energia elétrica no Brasil começou a se reestruturar a partir da aprovação da lei que trata da concessão dos serviços públicos e obteve, assim, as condições necessárias para se organizar de forma competitiva.

A partir de então, foram reunidos todos os fatores que poderiam contribuir para o surgimento de uma crise no Setor Elétrico Brasileiro (SEB), sendo dentre eles destacado o esgotamento da capacidade de geração de energia elétrica das hidrelétricas existentes, decorrente da falta de água em reservatórios, e o aquecimento da economia provocado pelo Plano Real (Pinhel et al. 2001). A necessidade de novos investimentos, a queda nas tarifas de geração das empresas, a escassez de recursos do Governo para atender a esta necessidade diante de outras prioridades, aliada a postergação da privatização do segmento, conduziu o Brasil a um panorama de incertezas quanto à garantia de oferta de energia (Figura B.1).

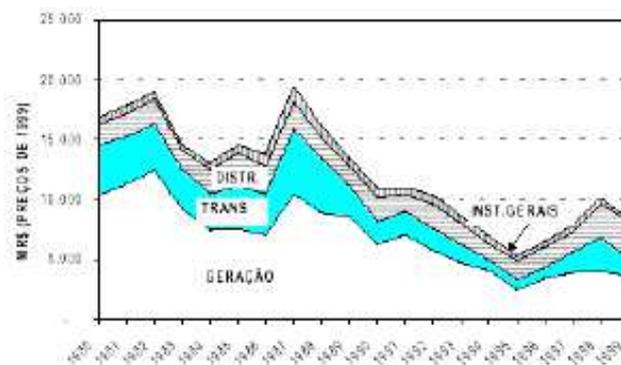


Figura B 1 – Investimento no setor elétrico de 1980 a 1999.

Portanto, havia a necessidade de se encontrar alternativas que viabilizassem uma reforma e expansão do setor, com capitais privados e a entrada de novos agentes, onde o governo assumisse o papel de orientador e fiscalizador dos serviços de energia elétrica.

Em 1996, através do Projeto RE-SEB (Projeto de Reestruturação do Setor Elétrico Brasileiro), iniciou a fase de concepção do novo modelo, sob a coordenação da Secretaria Nacional de Energia do Ministério de Minas e Energia (MME), chegando-se à conclusão de que era preciso criar uma Agência Reguladora (ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica), um operador para o sistema (ONS – Operador Nacional do Sistema Elétrico) e um órgão onde fossem transacionadas as compras e vendas de energia elétrica (MAE – Mercado Atacadista de Energia Elétrica), através de uma operadora (ASMAE – Administradora de Serviços do Mercado Atacadista de Energia Elétrica). O Projeto RE-SEB foi concluído em agosto de 1998, com toda a concepção do novo arcabouço setorial definida.

A Tabela B.1 mostra comparativamente as mudanças entre o modelo antigo do monopólio estatal e novo modelo do setor elétrico, onde se pode destacar como principal diferença, o incentivo à competição de geração e transmissão de energia favorecendo a concorrência e, conseqüentemente, oferecendo melhores preços para o consumidor.

Tabela B. 1 – Quadro comparativo do Setor Elétrico Brasileiro.

Fonte: MAE (www.mae.org.br).

Modelo Antigo	Modelo Novo
Financiamento através de recursos públicos.	Financiamento através de recursos públicos (BNDES) e privados.
Empresas estatais verticalizadas.	Concessionárias divididas por atividade: geração, transmissão, distribuição e comercialização.
Maioria de empresas estatais.	Abertura para empresas privadas.
Monopólios com competição inexistente.	Competição na geração e comercialização.
Consumidores cativos.	Consumidores Livres e Cativos.
Tarifas reguladas.	Preços livremente negociados na Geração e Comercialização.

A reforma do setor provocou o surgimento de novas funções e modificou o conteúdo e a forma de outras atividades, tornando necessária a criação de novas entidades com papéis bem definidos, dentre as quais podem ser destacadas:

### **Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL)**

A mudança de papel do Estado no mercado de energia, deixando de ser fundamentalmente executor para se tornar basicamente regulador, exigiu a criação de um órgão altamente capacitado para normatizar e fiscalizar as atividades do setor elétrico.

Assim, foi criada a ANEEL, autarquia vinculada ao Ministério das Minas e Energia que tem por objetivos principais:

- Regular e fiscalizar a produção, transmissão, distribuição e comercialização de energia elétrica;
- Zelar pela qualidade dos serviços prestados e pela universalidade de atendimento;
- Cuidar do estabelecimento das tarifas para os consumidores finais;
- Preservar a viabilidade econômica e financeira dos agentes e da indústria para compatibilizar interesses.

### **Operador Nacional do Sistema Elétrico (ONS)**

O ONS é um órgão privado, sem fins lucrativos, formado por agentes de geração, transmissão e distribuição, importadores e exportadores de eletricidade, consumidores livres, Ministério de Minas e Energia (MME) e Associação de Consumidores de Energia Elétrica.

#### **Dentre as responsabilidades do ONS, podem ser citadas as seguintes:**

- Planejamento e programação da operação centralizada e controle da geração e transmissão, visando otimizar o sistema interligado brasileiro;
- Supervisionar e controlar a operação do sistema de transmissão interligado e as interligações internacionais;
- Contratação e administração dos serviços de transmissão e das condições de acesso e dos serviços auxiliares;
- Propor à ANEEL expansões dos sistemas de transmissão da rede básica, assim como reforços às redes existentes;
- Determinação do despacho ótimo (despacho ideal) das unidades de geração e da transmissão de energia elétrica;
- Definição das regras e procedimentos de operação das unidades geradoras e das instalações da rede básica, sujeitas à aprovação da ANEEL.

Na atividade de determinação do despacho ótimo, em cada instante é decidido quais usinas irão gerar energia, quanta energia cada uma delas irá produzir, e como esta energia será escoada pelas redes de transmissão e distribuição de forma a atender a demanda. O despacho

é baseado no custo marginal de geração das usinas disponíveis, o qual, nos casos das hidrelétricas, se baseia no custo de oportunidade do uso da água (utilizá-la naquele instante para a geração ou estocá-la para uso futuro). O custo marginal da última unidade despachada irá determinar o preço da energia elétrica naquele instante no Mercado Atacadista de Energia.

### **Mercado Atacadista de Energia Elétrica (MAE)**

O MAE é uma entidade de direito privado, sem fins lucrativos, submetida à regulamentação por parte da ANEEL para ser o ambiente onde se processam a contabilização e a liquidação centralizada no mercado de curto prazo.

A criação do MAE e a determinação de contratos bilaterais entre geradores e consumidores foram aspectos chaves à reestruturação do setor elétrico brasileiro, sendo o mesmo responsável pelas seguintes atividades:

- Promover registro dos contratos e contabilizar as transações no âmbito do MAE, que tenha por objeto a negociação de energia elétrica;
- Promover a liquidação financeira das transações efetuadas no Mercado de Curto Prazo;
- Promover a confiabilidade das operações realizadas no âmbito do MAE;
- Assegurar aos agentes participantes do MAE o acesso aos dados necessários para a conferência da contabilização de suas transações no MAE;
- Prover o acesso às informações sobre as operações realizadas no MAE;
- Receber e processar solicitações e manifestações dos Agentes, referentes às atividades desenvolvidas no âmbito do MAE;
- Elaborar, atualizar de forma controlada, implantar e divulgar as Regras e Procedimentos de Mercado.

Os preços do MAE são determinados por quatro submercados: sul, sudeste/centrooeste, nordeste e norte, onde cada submercado tem seu próprio centro de gravidade e os preços são referidos ao seu centro de gravidade, aplicando fatores de perda de transmissão.

Em resumo, cada submercado possui um centro de gravidade, no qual é contabilizada toda a energia produzida, consumida, importada ou exportada. Para que isso ocorra, são determinados fatores de perdas para a produção e o consumo de energia em cada barra do sistema, de modo a transformar a energia medida em cada local em energia produzida ou consumida no centro de gravidade do respectivo submercado.

A Figura B.2 mostra a estrutura física e comercial do setor elétrico brasileiro.

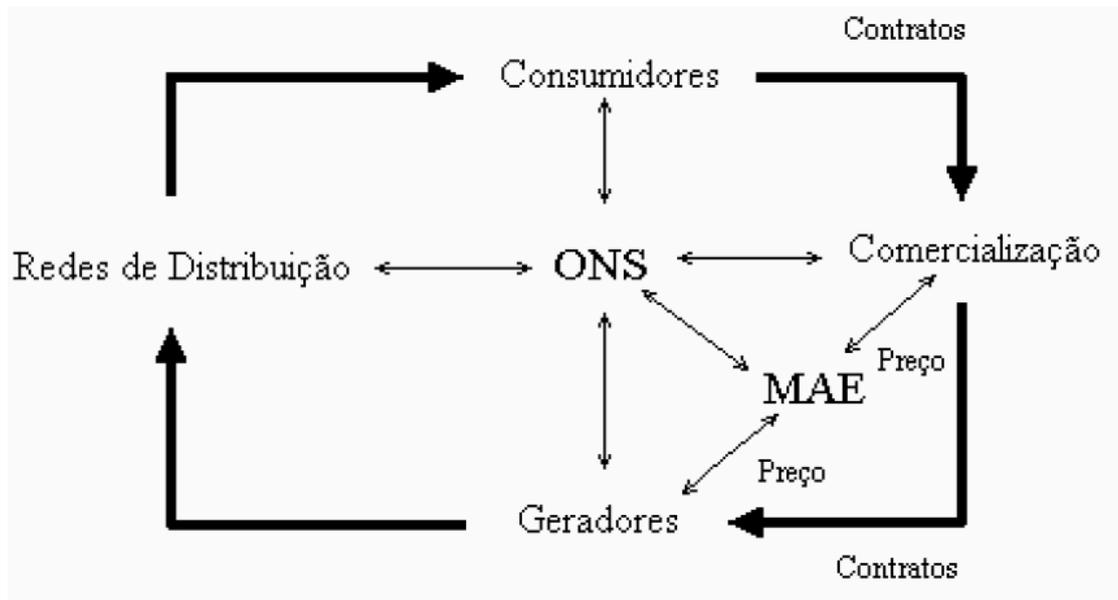


Figura B.2 – Estrutura física e comercial do setor elétrico brasileiro.

## B.2. Evolução da Potência Elétrica Instalada no Brasil

A Tabela B.2 apresenta a evolução da potência elétrica instalada do Sistema Interligado Nacional (SIN), bem como em seus quatro subsistemas. Estes valores foram obtidos a partir dos relatórios de acompanhamento das usinas termelétricas, incluindo as emergenciais; das usinas hidrelétricas; das pequenas centrais hidrelétricas e das centrais geradoras eólicas, fornecidos pela ANEEL.

**Tabela B. 2– Evolução da potência instalada no Brasil (MW).**

REGIÃO	TIPO	2003	2004	2005	2006	2007	2008
Sudeste + Centro Oeste	Hidráulica	32614	33247	33811	34398	34638	34638
	Térmica PPT	1624	4877	5041	5041	5041	5041
	Térmica Emergencial	399	399	253	0	0	0
	Térmica (Outras)	2438	2166	1998	1998	1998	1998
	Nuclear	2007	2007	2007	2007	2007	2007
	<b>Total</b>	<b>39082</b>	<b>42696</b>	<b>43110</b>	<b>43444</b>	<b>43684</b>	<b>43684</b>
Sul	Hidráulica	11264	11329	11744	13084	13084	13084
	Térmica PPT	160	629	629	629	629	629
	Térmica (Outras)	2133	2171	2171	2171	2171	2171
	<b>Total</b>	<b>13557</b>	<b>14129</b>	<b>14544</b>	<b>15884</b>	<b>15884</b>	<b>15884</b>
Nordeste	Hidráulica	10748	10773	10933	10933	10933	10933
	Térmica PPT	843	1814	1814	1814	1814	1814
	Térmica Emergencial	1375	1375	603	0	0	0
	Térmica (Outras)	21	112	112	112	112	112
	<b>Total</b>	<b>12987</b>	<b>14074</b>	<b>13462</b>	<b>12859</b>	<b>12859</b>	<b>12859</b>
Norte	Hidráulica	5395	6520	7645	8395	8395	8395
	<b>Total</b>	<b>5395</b>	<b>6520</b>	<b>7645</b>	<b>8395</b>	<b>8395</b>	<b>8395</b>
Brasil	Hidráulica	60021	61890	64133	66810	67050	67050
	Térmica PPT	2627	7320	7484	7484	7484	7484
	Térmica Emergencial	1774	1774	856	0	0	0
	Térmica (Outras)	4592	4449	4281	4281	4281	4281
	Nuclear	2007	2007	2007	2007	2007	2007
	<b>Total</b>	<b>71021</b>	<b>77419</b>	<b>78761</b>	<b>80582</b>	<b>80822</b>	<b>80822</b>
ITAIPU (BR)	(50% Total)	6300	6300	7000	7000	7000	7000
BRASIL	Recurso Próprio	77321	83719	85761	87582	87822	87822
Argentina	Importação (Sul)	2178	2178	2178	2178	2178	2178

### B.3. Programa Prioritário de Termoeletricidade

O Brasil cruzou a década de 80 e a primeira metade dos anos 90 convivendo com um quadro crônico de falta de investimentos no setor elétrico. Em 1995, o Governo Federal, em parceria com a iniciativa privada, retomou as obras de 23 usinas que estavam paralisadas.

Apesar desse esforço, o crescimento da economia, em consequência do Plano Real, não permitiu que se aliviasse, de imediato, o desequilíbrio entre oferta e demanda de energia.

Para o período de 1999 a 2004 estimou-se a necessidade de um aumento de 40% da capacidade instalada ou 26 mil MW, de forma a atender a um crescimento de demanda de 5% ao ano. Entretanto, as obras hidrelétricas em andamento e a conclusão de Angra 2 asseguravam apenas cerca de 15 mil MW de aumento da capacidade instalada.

Desse modo, faltavam cerca de 11 a 12 mil MW para cobrir o crescimento projetado da demanda. Para atingir essa meta optou-se pelas usinas termelétricas movidas a gás natural que, além de poderem entrar em operação num prazo muito mais reduzido que outros tipos de usinas, aproveitavam a disponibilidade do gasoduto Bolívia-Brasil, inaugurado em 1999.

Assim, foi criado o Programa Prioritário de Termelétricidade (PPT), para assegurar a expansão adicional da capacidade instalada de geração, tendo como garantia a oferta de até 50 milhões de m<sup>3</sup>/dia de gás natural boliviano, com preço vinculado ao custo de energia e não do petróleo.

**Entre as prerrogativas deste programa, podem ser destacadas as seguintes:**

- Suprimento garantido de gás natural por 20 anos, sujeito às regras do MME;
- Possibilidade das distribuidoras repassarem durante 20 anos o custo da energia elétrica aos seus consumidores cativos, respeitando às regras da ANEEL;
- Acesso garantido a um programa de suporte de financiamento do Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (BNDES).

#### **B.4. Crise Energética Brasileira**

Com a redução dos investimentos em geração nos últimos anos, e com o atraso das obras previstas no PPT, o crescimento do mercado passou a ser atendido através da depleção dos reservatórios, ficando extremamente dependente da manutenção de condições hidrológicas favoráveis. No período úmido de 2001, ocorreram aflúências extremamente baixas que, juntamente com os fatores abordados anteriormente, acabaram por ocasionar um déficit de energia no País.

Com a necessidade de rápidas providências para enfrentar a crise no abastecimento de energia, o Governo Federal criou a Câmara de Gestão da Crise de Energia Elétrica (CGCE) em 2001.

Esta câmara teve como objetivo propor e implementar medidas de natureza emergencial, decorrentes da situação hidrológica crítica para compatibilizar a demanda e a oferta de energia elétrica, de forma a evitar interrupções intempestivas ou imprevistas do suprimento de energia elétrica. Mediante um processo de aprimoramento do novo modelo do Setor Elétrico Brasileiro, a CGCE criou o Comitê de Revitalização do Modelo do Setor Elétrico para encaminhar propostas e, assim, corrigir suas disfunções e propor aperfeiçoamentos para o referido modelo.

Foram adotadas algumas medidas para administrar a crise, das quais se destacaram:

- O programa de redução do consumo em 20 %;
- A criação da Companhia Brasileira de Energia Elétrica (CBEE), que contratou aproximadamente 2000 MW de energia emergencial;
- A comercialização de cotas de energia;
- A criação, no âmbito da CGCE, do Comitê de Revitalização do SEB com o objetivo de reavaliar as características do modelo institucional do SEB e sugerir alterações para evitar novas crises.

A crise de energia foi gerenciada com sucesso e, após um volume de chuvas acima da média, foi possível recuperar os reservatórios a níveis acima de 60%, propiciando o término do racionamento em março de 2002.

### **B.5. Riscos para a Implantação de Projetos Termelétricos**

A reestruturação do setor elétrico tem permitido o aumento da eficiência do mercado de energia elétrica. Isso tem ocorrido principalmente pela atuação dos agentes de comercialização de energia coordenados pelo governo, consumidores livres e agentes do segmento de geração e transmissão, garantindo, no ambiente de competição, as condições necessárias para aumentar a oferta do sistema e, assim, diminuir os preços quando comparados ao antigo regime monopolista estatal, beneficiando principalmente os consumidores.

Os principais pontos relacionados à capacidade dos agentes privados em investir na expansão do sistema elétrico de maneira a deixar os preços e a confiabilidade de suprimento de energia em níveis aceitáveis são a concentração de mercado, defesa da concorrência, barreiras estruturais para a entrada de novos agentes, impedimentos de livre negociação e pelo repasse dos preços entre geradores e consumidores.

A inexistência de uma visão clara dos investidores com relação aos riscos incorridos e suas conseqüências e a falta de perspectiva concreta de mecanismos de mitigação que podem caracterizar os riscos para projetos termelétricos tem ocasionado dificuldades na fixação de novos contratos para a venda de energia, impedindo a obtenção de financiamentos, se tornando um obstáculo à viabilização desses projetos e trazendo preocupação ao Governo no tocante ao cumprimento das metas do Programa Prioritário Termelétrico.

Existem vários fatores de risco estruturais e conjunturais para a implantação e viabilização de usinas térmicas no país, como a falta de turbinas no mercado internacional, as incertezas do licenciamento ambiental, o repasse do preço do combustível para as tarifas das distribuidoras, a eventual in experiência em projeto, construção e montagem de usinas termelétricas por empresas brasileiras.

A operação de plantas termelétricas a gás natural no sistema elétrico interligado está associada a três fatores importantes:

- Vinculação ao regime de contratos de compra de combustível do tipo take-or-pay, exigidos pelo fornecedor de combustível;
- Forma de operação das centrais termelétricas, que funcionam em regime de complementação térmica;
- Produção de energia dependente da natureza estocástica da hidrologia.

Uma série de riscos é visualizada para a comercialização da energia termelétrica produzida, como é o caso do risco cambial; risco regulatório; volatilidade do preço “spot” de

energia; além da eventual volatilidade dos encargos de transporte relativos ao uso das redes de transmissão e distribuição.

O processo decisório para implantação e ampliação de usinas térmicas deve ser adequado visando minimizar possíveis perdas no mercado de curto prazo em decorrência das variações de preços devido à variabilidade das condições hidrológicas, principalmente para a modalidade de investimento do tipo project finance, onde a estabilidade do fluxo de caixa e a minimização dos riscos financeiros incorridos no MAE devem ser enfaticamente buscadas.

A esta decisão associam-se as condições operativas do sistema, as decisões de investimento do parque gerador, a composição do parque gerador em sua configuração atual e expectativa do plano indicativo de penetração de cada empresa no mercado consumidor e as taxas de crescimento de consumo previstas, permitindo configurar a expectativa de evolução do mercado atendido ao longo do horizonte de decisão.

**Dentre os principais fatores de risco para os geradores termelétricos, podem ser destacados:**

- Volatilidade do preço da energia no MAE;
- Receitas dos contratos de curto e longo prazo;
- Contratos de combustível;
- Preço do combustível e
- Taxa de câmbio.

No novo contexto comercial, a determinação do nível de contratação bilateral de cada empresa geradora ou comercializadora de energia torna-se uma variável estratégica, pois determinará o montante de retorno financeiro dos investimentos e da própria sobrevivência financeira das empresas. Os riscos financeiros concernentes a estas operações devem ser detalhadamente determinados, modelados e gerenciados.

Ramos et al. (2001) comentam que a imprevisibilidade quanto às vazões futuras é a principal componente da incerteza sobre os agentes do setor, incerteza que não pode ser eliminada, mas que deverá ser estimada com precisão suficiente para a tomada de decisão.

### **Anexo C – Aspectos do Gás Natural no Brasil**

O gás natural tem uma alta capacidade calorífica e é o mais limpo dos combustíveis fósseis, tornando-se, assim, significativo na redução acentuada de emissões. A descoberta de recentes reservas em bacias brasileiras e o fornecimento proveniente do gasoduto Bolívia-

Brasil têm colaborado para a diminuição dos custos finais do gás natural, tornando-se uma das melhores alternativas para a produção de eletricidade, tanto sob aspectos técnicos e econômicos, quanto sob aspectos de preservação ambiental.

### **C.1. Histórico**

Desde 1988 a Constituição Brasileira garante aos Estados a exclusividade da exploração do serviço de distribuição do gás canalizado, porém, somente através de empresas estatais. Esse dispositivo alterou profundamente o setor, estimulando os Estados que não tinham a criarem suas próprias companhias de gás. Com isso, cresceu o número de empresas de distribuição, pois até aquele ano apenas 3 empresas existiam e somente 2 operavam, a CEG (Rio de Janeiro) e COMGÁS (São Paulo). Hoje, o Brasil tem 18 empresas em operação, conforme mostra a Tabela C.1.

A partir de 1995, várias mudanças vêm ocorrendo no setor de petróleo e gás natural, com a aprovação pelo Congresso Nacional de emendas constitucionais que trouxeram alterações substanciais na atual estrutura institucional de petróleo e derivados, nas quais foram mudadas as regras para a participação do capital privado no tocante à exploração, produção e comercialização de petróleo e derivados.

Dessa forma, alguns estados da Federação passaram a adotar programas de privatização de suas empresas de distribuição de gás natural, tendo como base a perspectiva de que, com a transferência da sua propriedade e operação para empreendedores privados, ocorra um processo simultâneo de aumento dos investimentos e eficiência, resultando em melhor serviço ao menor preço para os consumidores.

Na nova estrutura reguladora federal do setor, além da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), foi criada a Agência Nacional do Petróleo (ANP), responsável pelas atividades regulatórias referentes ao petróleo, excetuando-se a distribuição, controle e da supervisão sobre o gás canalizado, no sentido de assegurar que o seu poder de monopólio não se contraponha às necessidades da sociedade. Dessa forma, o movimento de privatização de concessionárias estaduais de energia elétrica e gás, mais a criação das agências federais, tiveram como efeito imediato que vários estados criassem as suas próprias entidades de regulação.

O rápido crescimento e desenvolvimento do setor elétrico, aliado à entrada do gás liquefeito de petróleo (GLP) em botijões, resultaram num processo de estagnação do gás

canalizado no Brasil. O GLP, através de uma política de subsídios, conquistou o mercado de cocção de alimentos, e a energia elétrica dominou o setor de iluminação.

**Tabela C. 1 – Vendas de gás das distribuidoras brasileiras por segmento.**

UF	Empresas	Industrial	Automotivo	Residencial	Comercial	Cogeração	Geração Elétrica	Total
CE	Cegas	188,54	156,04	0,22	0,28	36,72	1158,9	1540,69
RN	Potigás	160,34	157,89	0	0,22	0	0,44	318,89
PB	PBGás	162,73	73,44	0	0	0	0	236,17
PE	Copergás	664,93	144,27	0,06	0,44	0	0	809,7
AL	Algas	331,61	69,31	1,63	2,59	0	0	405,14
SE	Emsergás	139,99	6,5	0,05	0,01	0	0	202,55
BA	BahiaGás	2.559,0	176,0	0,04	0,2	1136,0	0,02	3871,26
MG	Gasmig	1046,85	250,37	0	10,16	0	867,91	2175,29
MS	MSGás	10,24	15,94	0	0,66	0	1796,74	1823,58
ES	Petrobrás	1082,37	104,45	0,43	0,98	0	0	1188,22
RJ	CEG	1618,3	1480,8	330,6	168,1	196,1	726,4	4520,3
RJ	CEG Rio	2166,8	188,1	2,6	1,1	0	1631,5	3990,1
SP	Gás Natural	519,06	44,76	7,69	11,52	0	0	583,03
SP	Gás Brasileiro	173,36	13,04	0,22	1,28	0	0	187,9
SP	Comgás	7874,0	1048,0	319,0	260,0	1209,0	190,0	10900,0
PR	Compagás	523,13	54,27	0,6	3,17	80,89	0,11	662,16
SC	SCGás	1031,04	109,66	0	0,8	0	0	1141,5
RS	Sulgás	584,1	104,41	0	5,63	239,99	506,31	1440,44
	TOTAL	20836,39	4253,25	663,14	467,14	2898,70	6878,00	35996,92

Fonte: Revista Brasil Energia (Julho de 2004)

## C.2. Aspectos Regulatórios

Na década de 90, foram dados alguns passos no sentido da criação de estruturas do Governo Federal, já que este sempre teve atuante papel como detentor das matérias-primas, dos principais investimentos e na infra-estrutura. Assim, além do Ministério de Minas e Energia (MME), foram criadas a Secretaria Nacional de Energia (SNE) e o Departamento Nacional de Combustíveis (DNC), que substituiu o Conselho Nacional de Petróleo (CNP). Ao Ministério de Minas e Energia, através da Secretaria Nacional de Energia, cabia a responsabilidade de formular políticas energéticas no âmbito nacional, como, por exemplo, exercer o papel de supervisionar, controlar e fiscalizar atividades energéticas sob a égide da União, como geração hidroelétrica e as atividades no monopólio da União. No que se refere aos assuntos ligados ao petróleo, cabia ao Ministério supervisionar e fiscalizar a execução de planos e atividades da Petrobrás e de suas subsidiárias.

O Ministério da Fazenda, através da Secretaria de Acompanhamento Econômico, ainda tem um grande peso nas questões tarifárias e de preços, relativo ao gás natural produzido pela Petrobrás. Em 1994, através de negociações entre as empresas estaduais distribuidoras de gás natural, a Petrobrás e os órgãos federais, foi estabelecida pela primeira vez uma política de preço para o gás matéria-prima. O preço do gás natural no city-gate, de origem nacional, foi fixado em 75% do preço ao consumidor do óleo combustível do tipo A1.

### **O gás importado da Bolívia tem regras próprias de preço.**

Com a aprovação pelo Congresso Nacional da Lei 9.478, em agosto de 1997, ficou estabelecido finalmente, em âmbito federal, o conceito de regulação, pois, além das definições concernentes aos monopólios do setor de petróleo e gás natural, foram criados dois órgãos: a ANP - Agência Nacional de Petróleo e o CNPE - Conselho Nacional de Política Energética.

### **C.3. Aspectos Ambientais**

A geração termelétrica a gás natural tem como principais poluentes gerados no processo de combustão o monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NO<sub>2</sub>), hidrocarbonetos (HCs) e dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>). A presença destes gases na atmosfera contribui para a formação de oxidantes fotoquímicos e chuva ácida, bem como para a intensificação das mudanças climáticas globais, dado que o CO<sub>2</sub> e os HCs estão entre os principais gases que causam o efeito estufa.

Quanto aos aspectos técnico-ambientais, a utilização do gás natural reduz o tempo e o número de paradas de manutenção no maquinário, na medida em que as paradas têm implicações tanto no processo produtivo, quanto na qualidade ambiental, uma vez que alguns equipamentos poluem mais durante as operações de partida e de parada do que quando trabalhando em regime normal.

Outra vantagem é que o gás natural, em princípio, é isento de enxofre e de cinzas, o que torna dispensável as custosas instalações de desulfurização e eliminação de cinzas que são exigidas nas térmicas a carvão e a óleo. O problema da chuva ácida é mínimo em uma térmica a gás natural e a contribuição para o aquecimento global, por kW gerado, é muito menor que nas correspondentes a carvão e óleo, por força da melhor eficiência térmica. Como o gás natural é rico em hidrogênio, quando comparado aos demais combustíveis fósseis, a proporção de gás carbônico gerado por sua queima é significativamente mais baixa.

O problema ambiental mais acentuado nas instalações a gás natural é o de emissão de óxidos de nitrogênio. Os últimos desenvolvimentos técnicos prevêm a utilização de queimadores com injeção de água ou vapor na zona de combustão das turbinas, o que, além de reduzir o NOx, ainda eleva a capacidade produtiva de máquina por aumento do fluxo de massa através da turbina.

O meio ambiente merece especial atenção para direcionar o desenvolvimento tecnológico do setor de gás, seja no país, ou internacionalmente. Estudos deverão ser concentrados em áreas como o gerenciamento de riscos, atendimento de acidentes ambientais e recuperação de passivos ambientais (Mendes & De-Lemos, 2002).

Recentemente, mudanças na matriz energética dos países em desenvolvimento, motivadas pelo processo de desregulamentação e competição de livre mercado, tem causado substancial impacto ambiental devido a problemas associados com poluição atmosférica, ruído em áreas densamente povoadas, contaminação de reservatórios de água, destruição de solos e sistemas naturais, inadequada gestão de reservas naturais, etc.

No caso particular do Brasil, o crescente uso de gás natural e de combustíveis fósseis para produção de energia elétrica tem sido fomentado pelo governo federal, trazendo, entretanto, inevitável impacto ao meio ambiente e poluição, se comparado ao tipo de energia antes produzida de origem hidrelétrica.

De qualquer forma, diante de todos os condicionantes de degradação, é importante que se trace uma matriz de impactos ambientais, que permita a identificação dos impactos mais significativos, demonstrando sua intensidade e onde estão inseridos (Mendes & De-Lemos, 2002).

A avaliação de impactos ambientais pode ser feita através de diversas metodologias, dentre as quais, tem-se:

➤ As matrizes de impacto ambiental, aplicadas em projetos de aproveitamentos múltiplos de reservatórios, construção de usinas termelétricas, de rodovias, etc;

➤ Os índices de qualidade ambiental, que é a sistematização de informações coletadas através de monitoramento ou pesquisas intensivas de parâmetros capazes de quantificar o impacto causado pela instalação/implantação de projetos;



tecnológicos para o desenvolvimento do mercado nacional de gás natural, e o aumento de eficiência em sua aplicação (equipamentos de uso final).

### C.5. Características Técnicas

A densidade do gás natural é menor que a do ar atmosférico e, por isso, ele se dispersa rapidamente por ocasião de vazamento, eliminando-se, assim, o risco de incêndio.

Antes de seguir para o consumidor, o gás natural passa por um processo de tratamento que consiste na remoção do enxofre, que se concentra na forma de ácido sulfídrico (H<sub>2</sub>S). A toxidez deste ácido é semelhante à apresentada pelo ácido cianídrico (HCN) e duas vezes maior que a do monóxido de carbono (CO). Em contato com a água, forma o ácido sulfúrico que é altamente corrosivo e que poderia danificar os equipamentos. 3

O dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) é também removido, principalmente para evitar a formação de gelo seco nos processos de condensação do gás natural.

A toxidez de um gás está relacionada com a porcentagem de monóxido de carbono contido no combustível, ou nos produtos de combustão, quando ela ocorre de maneira incompleta. O gás natural é inodoro, não detectável pelos sentidos humanos e altamente tóxico e explosivo, quando misturado ao ar.

As principais propriedades características do gás natural boliviano e sua composição média são descritas nas Tabela C.2 e C.3, respectivamente.

Tabela C. 2 – Propriedades médias do gás natural boliviano.

<b>Propriedades</b>	<b>Média</b>
Poder Calorífico Superior (kcal/Nm <sup>3</sup> )	9,958
Poder Calorífico Inferior (kcal/Nm <sup>3</sup> )	8,993
Densidade Relativa (ar = 1)	0,602
Massa Molecular Aparente (g/mol)	17,367
Relação Gás/Ar (m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> )	1/9,96
Limite de Inflamabilidade Superior (% gás no ar)	14,9
Limite de Inflamabilidade Inferior (% gás no ar)	4,8

(Fonte: [www.sulgas.rs.gov.br](http://www.sulgas.rs.gov.br))

**Tabela C. 3 - Composição média em volume do gás natural boliviano.**

Substância	Fórmula	Volume (%)
Metano	CH <sub>4</sub>	91,8
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	5,58
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,97
Iso-Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,03
N-Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,02
Pentano	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,10
Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	0,08
Nitrogênio	N <sub>2</sub>	1,42

(Fonte: [www.sulgas.rs.gov.br](http://www.sulgas.rs.gov.br))