

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DE UMA MICROPLANTA DE
COGERAÇÃO A GAS NATURAL DE 100 kVA INSTALADA NO HOSPITAL
UNIVERSITARIO DA UFSC**

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO
GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

LUIS ALBERTO DAÑOBEYTIA BUSTOS

FLORIANÓPOLIS, NOVEMBRO 2008.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DE UMA MICROPLANTA DE
COGERAÇÃO A GAS NATURAL DE 100 kVA INSTALADA NO HOSPITAL
UNIVERSITARIO DA UFSC.**

LUIS ALBERTO DAÑOBEYTIA BUSTOS

Prof. Edson Bazzo, Dr. Eng. – Orientador

Prof. Eduardo Alberto Fancello – Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

PROF. Amir Antonio Martins de Oliveira Jr, PhD. (Presidente)

Prof. João Carlos S. Fagundes, Dr.

Prof. Arno Bollmann, Dr.

*No coração de todos os invernos mora uma primavera latente, e atrás de cada noite,
vem uma aurora sorridente.*

Khalil Gibran (1883-1931) Ensaista, romancista e poeta libanês.

AGRADECIMENTOS

Ao todos os meus amigos e companheiros do LabCET que sempre estiveram prestes a colaborar e que com sua ajuda de algum modo participaram do sucesso desse trabalho.

A minha família que sempre participou ativamente de todos os passos da minha carreira acadêmica e profissional.

Ao engenheiro André do Departamento de Manutenção do HU pelo seu irrestrito apoio para a realização dos trabalhos e testes na microplanta.

A minha esposa, Ana Maria pelo amor, companheirismo e paciência.

Um especial agradecimento ao professor Edson Bazzo pela sua orientação, apoio e ensinamentos, sem os quais essa jornada não teria sido possível.

INDICE

Agradecimentos.....	iv
Indice.....	v
Lista de Figuras.....	vii
Lista de Tabelas.....	viii
Simbologia.....	ix
Resumo.....	xi
Abstract.....	xii
1. Introdução.....	1
2. Objetivos.....	3
2.1. Objetivo Geral.....	3
2.2. Objetivos específicos.....	3
3. Revisão bibliográfica.....	4
3.1. Geração distribuída.....	4
3.2. Cogeração resenha histórica.....	5
3.2.1. O surgimento da cogeração.....	5
3.2.2. Declínio da cogeração no início do século XX.....	10
3.2.3. Revitalização da cogeração.....	12
3.2.4. Cogeração no Brasil.....	17
3.2.5. Aspectos técnicos da cogeração.....	20
3.2.6. Cogeração com motores de combustão interna.....	21
3.3. Exergia.....	25
3.3.1. Exergia física.....	26
3.3.2. Exergia química.....	27
3.3.2.1. Exergia química padrão.....	27
3.3.2.2. Exergia química padrão de um hidrocarboneto.....	28
3.3.3. Eficiência exergética.....	30
3.4. Exergoeconomia.....	31
3.4.1. Cálculo do custo da exergia.....	33
3.4.2. Fator exergoeconômico.....	36
3.5. O gás natural.....	37

4. Descrição da microplanta.....	41
4.1. Grupo gerador com motor de combustão interna.....	42
4.2. Sistema de fornecimento de gás natural.....	43
4.3. Sistema de recuperação do calor rejeitado pelo motor.....	44
5. Modelo termodinâmico e análise exergoeconômico.....	45
5.1. Considerações preliminares.....	45
5.2. Formulação termodinâmica.....	46
5.3. Exergoeconomia.....	48
5.3.1. Dados de entrada.....	49
5.4. Gás natural e ar de combustão.....	51
6. Instrumentação e procedimentos experimentais.....	55
7. Resultados.....	57
7.1. Resultados da análise de primeira lei.....	57
7.2. Resultados da análise de segunda lei.....	61
7.3. Resultados da análise exergoeconômico.....	64
7.3.1. Avaliação de um sistema existente.....	64
7.3.2. Avaliação do projeto de uma planta nova.....	67
8. Conclusões.....	70
Referencias Bibliográficas.....	74
Apêndices.....	81

LISTA DE FIGURAS

- Figura 1.1 - Demanda de energia elétrica no Brasil. Fonte: BEN 2007.
- Figura 3.1 - Emissões de carbono na produção de energia. Fonte: Cogen Portugal.
- Figura 3.2 - Participação da cogeração na produção global de energia na união européia. Fonte: Cogen Europa.
- Figura 3.3 - Reator utilizado para introduzir o conceito de energia química padrão.
- Figura 4.1 - Configuração geral da planta de cogeração instalada no HU/UFSC.
- Figura 4.2 - Grupo motogerador a gás de 80 kW de potência. Painel elétrico de comando e monitoração.
- Figura 4.3 - Estrutura modular móvel para armazenamento de gás natural.
- Figura 4.4 - Quadro de redução de pressão de 1,5 bar para 0,04 bar. Sistema de medição, alívio e bloqueio.
- Figura 4.5 - Trocadores de calor para o aquecimento da água de serviço do HU.
- Figura 5.1 - Volumes de controle onde são aplicadas as equações governantes do modelo para o sistema de cogeração.
- Figura 5.2 - Reator utilizado para ilustrar a determinação do PCI de um combustível gasoso.
- Figura 7.1 - Calor recebido pela água de serviço em kW.
- Figura 7.2 - Rendimento térmico do grupo motogerador, do sistema global e da troca de calor.
- Figura 7.3 - Diagrama da distribuição da energia entregue com o combustível ao sistema de cogeração para o ponto de funcionamento com 59,15 kW de potência elétrica.
- Figura 7.4 - Esquema do balanço de exergia para funcionamento com 59,15 kW de potência em regime estacionário.
- Figura 7.5 - Tendências da eficiência exérgica do motogerador e a eficiência exérgica global.
- Figura 7.6 - Destruição e perda de exergia.
- Figura 7.7 - Economia anual em R\$ ao utilizar o sistema nas horas de ponta e sem levar em conta os custos relativos ao investimento de capital nem despesas em operação e manutenção.
- Figura 7.8 - Economia anual em R\$ ao utilizar o sistema nas horas de ponta e tomando em consideração os custos relativos ao aporte anual do investimento de capital e despesas em operação e manutenção.
- Figura 8.1 - Configuração proposta visando a produção de frio mediante o aproveitamento da energia térmica dos gases de exaustão.

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Fluxos correspondentes aos pontos identificados na figura 4.1.

Tabela 4.2 - Especificações técnicas do grupo motogerador.

Tabela 7.1 - Resultados da análise da primeira lei da termodinâmica.

Tabela 7.2 - Resultados da análise de segunda lei da termodinâmica.

Tabela 7.3 - Resultados da análise exergoeconômico considerando a avaliação de um sistema existente.

Tabela 7.4 - Resultados da análise exergoeconômico considerando a avaliação de um projeto novo.

SIMBOLOGIA

Alfabeto Latino

c	: Custo unitario da exergia, R\$/Kj.
\dot{C}	: Taxa de custo associada a uma corrente de exergia, R\$/s.
CO_2	: Dióxido de carbono
E	: Exergia como propriedade extensiva, kJ.
\dot{E}	: Taxa temporal de exergia, kW.
e	: Exergia específica em base mássica, kJ/kg.
\bar{e}	: Exergia específica em base molar, kJ/kmol.
\bar{g}	: Aceleração de gravidade, m/s^2 .
\bar{g}	: Função de Gibbs em base molar, kJ/kmol.
h	: Entalpia específica em base mássica, kJ/kg.
\bar{h}	: Entalpia específica em base molar, kJ/kmol.
\bar{h}_{RP}	: Entalpia de combustão, kJ/kmol.
hca	: Altura da coluna de água, m.
$\text{H}_2\text{O}_{(l)}$: Água em estado líquido
$\text{H}_2\text{O}_{(g)}$: Água em estado gasoso
\dot{m}	: Vazão mássica, kg/s.
\dot{n}	: Vazão molar, kmol/s.
N_2	: Nitrogênio
O_2	: Oxigênio
p	: Pressão, kPa.
$\overline{\text{PCS}}$: Poder Calorífico Superior em base molar, kJ/kmol.
$\overline{\text{PCI}}$: Poder Calorífico Inferior em base molar, kJ/kmol.
\dot{Q}	: Taxa de energia na forma de transferencia de calor, kW.
s	: Entropia específica em base mássica, kJ/kg-K.
\bar{s}	: Entropia específica em base molar, kJ/kmol-K.
T	: Temperatura absoluta, K.
\dot{W}	: Taxa de energia na forma de potencia mecânica, kW.
x	: Fração molar
\dot{Z}	: Taxa de custo não associada a uma corrente de exergia, R\$/s.

Alfabeto Grego

ϵ	: Eficiência exergética
ρ	: Massa específica
η	: Rendimento térmico

Subscritos

as	: água de serviço
C	: Combustível
cal	: Caldeira
D	: Destruída
el	: Elétrica
e	: Entra
f	: Formação
g	: Global
i	: Substancia i
j	: Sector j da fronteira do volume de controle
k	: Componente k do sistema de cogeração
L	: Perdida
mg	: Motogerador
oc	: Óleo combustível
P	: Produto
q	: Calor
ras	: Recebido pela água de serviço
s	: Sai
Tot	: Total
TC1	: Trocador de calor #1
TC2	: Trocador de calor #2
w	: Potencia
0	: Estado de referencia

Superscritos

CN	: Cinética
F	: Física
IC	: Investimento de capital
OM	: Operação e manutenção
PT	: Potencial
Q	: Química
0	: Não considera os custos associados com o investimento de capital nem as despesas em operação e manutenção.

RESUMO

A energia ocupa posição estratégica no mercado nacional, podendo ser considerada como insumo essencial à realização de praticamente todas as atividades humanas e ao desenvolvimento da sociedade. É compreensível a preocupação crescente e a importância de novos projetos de implantação ou ampliação da matriz energética brasileira, tanto em nível de geração e transmissão como também de distribuição. Tais considerações são oportunas ao se propor também a geração distribuída ou plantas de cogeração como alternativas energéticas, onde se busca melhorar os procedimentos de conversão reduzindo perdas e garantindo uso racional de energia.

Este trabalho apresenta os resultados experimentais e modelo de análise exergoeconômico de uma planta compacta de cogeração para geração de energia elétrica e água quente. A planta foi projetada e construída no âmbito do Programa de Racionalização do Uso da Energia (FINEP/PRUEN/UFSC), com a finalidade de atender parcialmente as demandas de energia elétrica e de água quente utilizada nos serviços do Hospital Universitário da UFSC. É constituída por um moto gerador de 80 kWe a gás natural, ciclo Otto, e um sistema de recuperação do calor rejeitado tanto na água de arrefecimento do motor como nos gases de exaustão. Os resultados experimentais comprovaram bom aproveitamento da energia contida no combustível. Operando com uma potência média de 40 kWe, a planta de cogeração atingiu um índice de utilização da energia primária em torno de 58%, o que representa um aumento de 150% comparado com a eficiência do moto gerador operando em ciclo simples.

Também foi mostrado que para um nível médio de geração de potência de 40 kWe, a energia contida nos gases de exaustão é da ordem de 36 kWt a uma temperatura de 520 °C, o que viabiliza a utilização de uma máquina de refrigeração por absorção para a produção de água gelada ou até mesmo gelo.

Dispondo de gás natural no local e operando a micro planta de cogeração no horário de ponta, podem-se obter economias anuais da ordem de R\$ 22.000,00 devido à geração de energia mais barata que a fornecida pela concessionária local e devido ao óleo combustível evitado no aquecimento da água de serviço do Hospital Universitário.

Palavras chave: *Geração termelétrica, Cogeração, Moto gerador a gás natural, Exergia*

ABSTRACT

The energy occupies strategic position in the national market, it being considered as essential income to the accomplishment of practically all the human activities and development of the society. It is understandable the increasing concern and the importance of new projects of implantation or enlargement of the Brazilian energetic matrix, as much in generation level as distribution. Such considerations are opportune to if also considering the distributed generation or cogeneration plants as alternative, where if it searches to improve the conversion procedures reducing losses and guaranteeing rational use of energy.

This work presents the experimental results and exergoeconomic model analysis of a compact plant of cogeneration for electric generation and hot water. The plant was projected and constructed in the scope of Rationalization of the Use of Energia Program (FINEP/PRUEN/UFSC), with the purpose to attend partially the demands of electric energy and hot water used in the services of the University Hospital of UFSC. It is constituted by a motor-generator of 80 kWe moved with natural gas, recovery heat system rejected in the engine's cooling water and the exhaustion gases. The experimental results had proven good exploitation of the energy contained in the fuel. Operating with an average power of 40 kWe, the cogeração plant reached an 58% of use of primary energy, that it represents an 150% of increase comparative one with the efficiency of the motor-generator operating in simple cycle.

Also it was shown that for an average level of generation of power of 40 kWe, the energy contained in the exhaustion gases is around 36 kWt for 520 °C temperature level. This makes possible the use of a absorption chiller for the frozen water production or ice.

Having natural gas available in the place, and operating the cogeneration plant in the picks hours, annual economies of R\$ 22,000, 00 can be reached due cheaper energy generation than the supplied for the local concessionaire and for the combustible oil avoid in the heating of the service water of the University Hospital.

Keywords: Thermal power generation, Cogeneration, Motor-generetor moved with natural gas, exergy.

1. Introdução.

O reconhecimento recente da geração distribuída, como alternativa eficaz para ampliar o parque nacional de geração de energia elétrica, reduz barreiras históricas das empresas distribuidoras, criando bases para um crescimento seguro, bem como garantindo confiabilidade e melhorando as condições de uso do sistema elétrico pelos consumidores de energia. Da mesma forma, considerando a nova realidade do setor elétrico brasileiro, a utilização de sistemas de cogeração reduz custos energéticos por atender necessidades de energia térmica associadas à energia elétrica. Além disso, permite a redução na demanda e na energia elétrica contratada pela empresa, bem como garante independência e a segurança no seu abastecimento. Sistemas de cogeração a gás natural são recomendados devido à sua alta confiabilidade e alta eficiência global. Além disso, a combustão do gás natural é isenta de fuligem e a emissão de gases promotores de efeito estufa é a menor de todos os combustíveis fósseis.

Considerando a política governamental de ampliar a participação do gás natural na matriz energética brasileira, os benefícios da cogeração como tecnologia eficiente para geração de energia, evidentemente, dependem da disponibilidade de equipamentos adequados, de qualidade e de custo competitivo no mercado, notadamente de turbinas, moto geradores, caldeiras de recuperação e máquinas de refrigeração por absorção.

Embora a passos lentos, ainda envolvendo poucas empresas, o Brasil inicia participação no mercado de motogeradores a gás natural, caldeiras de recuperação e máquinas de refrigeração por absorção. Na UFSC, estudos vêm sendo realizados desde o ano de 2000 com a participação de alunos e professores do departamento de Engenharia Mecânica em sistemas compactos de cogeração, criando competência na área, oportunidades para o desenvolvimento de componentes nacionais e visando, sobretudo, a independência tecnológica e uso racional de energia.

Do ponto de vista internacional, o cenário é amplamente favorável à geração distribuída. Na União Européia, a sua contribuição tem sido crescente a partir de 1995, com uma participação de 10% do total gerado e projeções de atingir 21% até o ano 2015. Nos Estados Unidos o crescimento da capacidade instalada em pequenas instalações de cogeração, utilizando gás natural como fonte primária de energia, tem registrado um aumento de 10.000 MW em 1980 para 80.000 MW em 2004. As perspectivas de consumo de gás natural para efeitos de geração e cogeração apresentam uma marcada tendência ao crescimento, com 300 bilhões m³ consumidos em 1980 e projeção para aproximadamente

2100 bilhões de m³ até o ano de 2030. A contribuição de pequenas unidades de cogeração a gás natural, no setor terciário, tem sido de 0,7 bilhões de kWh em 2003 e uma projeção de atingir 2,7 bilhões de kWh para o ano 2025 (International Energy Agency, 2008).

Na China, a potência instalada em 2002 foi de 360.000 MW, com uma participação de 8.000 MW em geração distribuída. O cenário na Índia no ano 2002 foi parecido, registrando-se uma participação de 13.000 MW instalados em pequenas unidades de geração distribuída frente a 117.000 MW da potencia instalada total.

Ao se projetar plantas de cogeração para hospitais, a opção por motos-geradores como acionador primário é geralmente adotada, por representar uma alternativa compatível com os perfis de demanda térmica e elétrica (Orlando, 1996). No presente trabalho, embora o sistema proposto não atenda a toda demanda do hospital universitário da UFSC (HU), o argumento apresentado por Orlando (1996) e estudos de um sistema de cogeração em pequena escala aplicado ao Hospital Universitário da UFSC (Matelli et al., 2004), norteou a decisão de se escolher o motor como acionador primário.

Segundo o Balanço Energético Nacional (BEN – 2007), realizado pelo Ministério das Minas e Energia, a demanda nacional por energia elétrica chega à marca dos 360.000 GWh, dos quais 22,28 % é consumido pelo setor de prestação de serviço, conforme ilustrado na Figura 1.1. Neste setor se concentra um número considerável de estabelecimentos comerciais, hospitalares e outros, com necessidades de energia elétrica, vapor, água quente e/ou gelada.

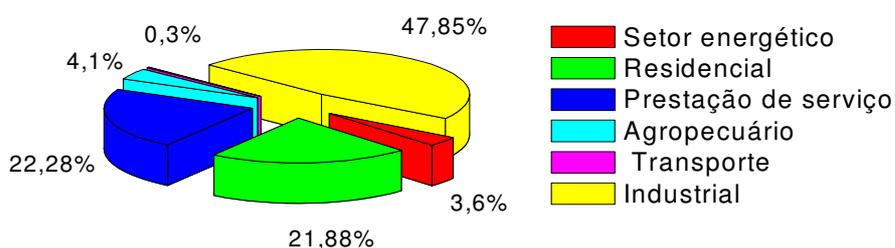


Figura 1.1. Demanda de energia elétrica no Brasil. Fonte: BEN – 2007.

2. Objetivos.

2.1. Objetivo Geral.

O objetivo deste trabalho foi realizar testes experimentais e estabelecer um modelo de análise exergoeconômica de uma microplanta de cogeração a gás natural, de 80 kWe, instalada no Hospital Universitário da UFSC.

2.2. Objetivos Específicos.

1. Viabilizar a operação da microplanta existente com GNV.
2. Realizar análise da Primeira e da Segunda Lei da Termodinâmica ao sistema de cogeração.
3. Levantar os parâmetros operacionais relacionados com o consumo de energia elétrica, vapor, água quente e água gelada.
4. Estabelecer modelo de análise exergoeconômica.
5. Propor medidas de conservação de energia que considerem o aproveitamento do calor residual dos gases de exaustão para a produção de água quente e estimar a possível produção de água gelada, visando aperfeiçoar a aplicação de sistemas compactos de cogeração no mercado nacional.

3. Revisão Bibliográfica.

3.1. Geração Distribuída.

A geração distribuída permite produzir e administrar a energia no mesmo local de consumo, eliminando as perdas por transmissão. Conhecido também como micro-geração, a geração distribuída, supõe que os consumidores possam produzir a sua própria energia elétrica no local.

Hoje em dia, diversos setores utilizam seus próprios sistemas de geração elétrica para evitar possíveis quedas na rede elétrica. Normalmente costuma-se utilizar energias provenientes da queima de combustíveis fósseis tais como o gás natural ou óleo combustível, embora estes tipos de geração auto-suficientes possam ser baseados em fontes alternativas como a biomassa, o vento, o sol ou hidrogênio. Ao utilizar este sistema, os consumidores geram sua própria energia de maneira sustentável, aliviam os problemas de congestionamento da rede elétrica e evitam o enorme gasto que supõe aumentar a capacidade e as linhas de transmissão.

A extensão deste tipo de sistema permitiria sair da situação de subdesenvolvimento de grande parte do planeta. Segundo dados do Banco Mundial, existem cerca de dois bilhões de pessoas que não tem acesso as redes de suprimento elétrico. O problema é especialmente preocupante na África, onde mais de 90% da população rural não tem eletricidade.

As diversas tecnologias atuais (energia solar fotovoltaica, células de combustível, micro turbinas, turbinas eólicas, máquinas de combustão interna, geradores a partir de biomassa, etc.) permitem colocar em serviço este tipo de sistema, o qual, em definitivo supõe incrementar o uso das energias limpas. Pesquisa realizada na Universidade de Southampton apontam para micro-redes de fornecimento para compartilhar a eletricidade gerada por vários usuários próximos, do mesmo modo que os populares programas informáticos de intercâmbio de arquivos.

A geração distribuída brinda benefícios, tanto no lado da oferta como no lado da procura: (Seminário nacional de produção e transmissão de energia elétrica, Outubro 2003, Uberlândia, Minas Gerais).

Os benefícios pelo lado da oferta são:

- Reduzir perdas por transmissão e distribuição;
- Evitar os congestionamentos nas redes de transmissão;

- Permitir maior controle da potência reativa;
- Melhorar a regulação de tensão;
- Requerer menor investimento;

Os benefícios pelo lado da procura são:

- Aumentar confiabilidade;
- Aumentar a qualidade da energia;
- Reduzir o número de interrupções;
- Aumentar a eficiência;
- Reduzir o custo da energia;
- Reduzir emissões de gases poluentes.
- Existe também o benefício estratégico de libertação da dependência de fontes externas

3.2. Cogeração, Resenha Histórica.

3.2.1. O surgimento da cogeração

Nas últimas décadas do século XVIII, a máquina a vapor desenvolvida por James Watt em 1765, tornou-se um marco para a nova fase do desenvolvimento industrial na Europa. Este acontecimento foi decisivo para liberar as grandes fábricas da dependência da força motriz fornecida principalmente pelas quedas e represamento dos cursos de água. Na Inglaterra, onde importantes jazidas de hulha foram encontradas, com vantagens associadas ao transporte por vias navegáveis, resultou na sua utilização em grande escala na máquina a vapor. A mineração, a indústria têxtil, a metalurgia e os meios de transporte, foram os primeiros setores a adotar o uso da máquina a vapor como nova tecnologia (Rémond, 1974).

O crescimento industrial, que no século XVIII contou com o trabalho dedicado de artesãos, os quais eram convertidos em técnicos habilidosos, viu seu quadro totalmente alterado na primeira metade do século XIX, pela concepção que associa o conhecimento técnico ao conceito científico. A nova concepção, que assegura a pesquisa o suporte do conhecimento científico, abriu caminho para que os capitais acumulados fossem investidos no aperfeiçoamento dos dispositivos existentes e no desenvolvimento de novos produtos.

Como resultado da visão capitalista, tendo como suporte o conhecimento científico, ocorreram as descobertas que transformaram radicalmente os sistemas de produção e as condições de trabalho. Dessa forma, a técnica e a ciência contribuíram para reduzir os custos de produção e os preços de venda ao consumidor, sem que ocorresse a redução dos lucros dos investidores (Rioux, 1971).

Na segunda metade do século XIX os avanços tecnológicos deram origem a segunda revolução industrial, que surge a partir da contribuição de Nikolaus Otto e Rudolf Diesel com os denominados motores de combustão interna, de Thomas Edison com a lâmpada elétrica, de Galileu Ferraris com o motor elétrico, de Parsons com a turbina a vapor, de Pelton e Francis com as turbinas hidráulicas, de Graham Bell com o telefone e de Marconi com o telégrafo sem fio. Além das contribuições nas áreas da mecânica e da eletricidade, na área da química, produtos como o petróleo, borracha, alumínio, corantes sintéticos, explosivos de grande potência e os fertilizantes artificiais passaram a fazer parte do novo cenário econômico (Montoux, 1962).

Nesse período o setor produtivo pode contar com os avanços das máquinas térmicas, tendo como destaque a turbina a vapor, desenvolvida por Parsons em 1884. À medida que surgiam novos materiais as máquinas tornavam-se mais leves e baratas, possibilitando que as médias e pequenas indústrias passassem também a ter acesso a esses equipamentos. Nessa época as indústrias que produziam vapor para movimentação mecânica e também para processos de aquecimento descobriram as vantagens do motor elétrico como supridor de potência mecânica. Dessa forma, um número considerável de indústrias tomou a iniciativa de instalar seus sistemas de suprimento de energia elétrica. Como consequência, os motores elétricos são utilizados na substituição das máquinas a vapor e os fios condutores de corrente elétrica substituem os sistemas de transmissão por polias e correias empregadas nos processos industriais (Orlando, 1991).

Embora as máquinas movimentadas pela eletricidade pudessem assegurar a autonomia das indústrias com relação ao suprimento da força motriz, o baixo rendimento das máquinas a vapor que acionavam os sistemas elétricos passou a refletir nos custos de produção das indústrias tornando os preços de seus produtos mais elevados. O vapor que movimentava as turbinas e os geradores elétricos era produzido em caldeiras que queimavam carvão mineral ou lenha. Dessa forma, as indústrias que necessitavam de energia elétrica e de vapor em seus sistemas de produção, perceberam como medida de

economia que poderiam reduzir seus custos através do aproveitamento do vapor da descarga das turbinas para uso no processo produtivo (Derry & Williams, 1980).

O procedimento de recuperar calor residual das máquinas a vapor e dos motores de combustão interna provenientes da geração de energia elétrica deu origem ao termo “cogeração”. Esse vocábulo, de origem americana, passou a ser empregado na década de setenta daquele século. Assim, cogeração passa a ser o termo técnico utilizado para designar o processo de produção combinada de calor e potência, com uso sequencial da energia liberada por uma mesma fonte de combustível, qualquer que seja o ciclo termodinâmico empregado (Walter, 1994).

O desenvolvimento econômico e tecnológico liderado pela Inglaterra, em sua primeira fase, e a seguir pela França, foi alcançado graças aos avanços do setor têxtil e da siderurgia. Esses setores, responsáveis pela concentração de capitais no período de 1800 a 1850, contribuíram para que ocorressem os investimentos necessários ao desenvolvimento dos transportes marítimos e ferroviários. Dessa forma, esses capitais passaram a garantir a manutenção do crescimento das indústrias inglesas e francesas, como também a expansão de seus mercados internos e externos. O fornecimento de produtos manufaturados para outros países da Europa e dos demais continentes representava a principal fonte de renda da Inglaterra e da França (Deane, 1965).

Com a expansão industrial da Alemanha, Estados Unidos, Japão e da Rússia, que de forma gradativa deixam a condição de países importadores para a de países exportadores, inicia-se uma nova fase do desenvolvimento tecnológico. Entre os novos países industrializados destacam-se os Estados Unidos, que passou da situação de colônia inglesa até 1776, para despontar como liderança de uma nova ordem econômica. A extensão territorial, os recursos naturais, as terras férteis e o clima favorável para agricultura permitiram que a jovem nação absorvesse, com facilidade, um grande fluxo migratório. Esse fluxo fez com que a população, no período de 1790 a 1880, fosse elevada de quatro para cinquenta milhões de habitantes. A partir de 1880 o fluxo anual, passou a ser de seiscentos mil a um milhão. As condições que permitiram absorver milhões de imigrantes, favoreceram para que nos Estados Unidos ocorresse um grande surto de desenvolvimento econômico e tecnológico (Allen, 1982).

As transformações e as condições que proporcionaram acelerar o crescimento industrial, ocorrido em diversos países no final do século XIX e nas três primeiras décadas

do século XX, só foram possíveis devidos aos avanços tecnológicos conseguidos pelas máquinas térmicas e elétricas como, também, a diversificação das fontes de suprimento de combustíveis. Nesse contexto, os principais esforços em relação às máquinas térmicas foram concentrados no sentido de superar os obstáculos referentes ao aumento da potência, da eficiência, como também melhorar a relação tamanho, peso e potência (Grosaman & Cassedy, 1993).

Antes de 1800, as potências das máquinas a vapor não alcançavam mais que 40 kW, sendo que a média era da ordem de 12 kW. O desenvolvimento das máquinas de maiores potências tem início a partir da segunda metade do século XIX, quando foi possível chegar a 2000 kW. Nesse período a turbina a vapor, desenvolvida por Parsons em 1884, entrou em operação e, em 1889, a primeira turbina de condensação. Paralelo ao desenvolvimento das máquinas e das turbinas a vapor, ocorria também o dos motores de combustão interna. Grandes potências, com máquinas a vapor e com motores de combustão interna, só passaram a ser viáveis a partir das três primeiras décadas do século XX. No caso das turbinas a gás, somente a partir de 1945 é que entraram economicamente no mercado (Palmer, 1973).

Para as máquinas a vapor ficou constatado que a melhoria no rendimento era possível com a elevação da temperatura e da pressão na admissão de vapor. Em 1802 Richard Trevithick, da mesma forma que Watt contribuiu para melhorar a máquina de Newcomen, consegue introduzir modificações na máquina de vapor que permitiram elevar a pressão, a qual foi patenteada com a denominação de “máquina de ação direta de alta pressão”. Nessa máquina foi acoplada uma caldeira capaz de suportar pressões de 1.0 MPa, pressão considerada bastante perigosa, na concepção de Watt. Na época, um dos fatores considerados para aprimorar ainda mais a máquina de Trevithick foi que, a partir de 1881, os proprietários das minas de Cornalles passaram a fornecer informações regulares sobre o rendimento de suas máquinas. Dessa forma, esses proprietários prestaram uma grande contribuição para melhorar a eficácia da máquina a vapor (Williams, 1990).

Nos motores de combustão interna a melhora da eficiência foi conseguida com o aumento da relação de compressão. Com a superação do fenômeno da detonação, através da adição do tetraetilo de chumbo à gasolina, a relação de compressão nos motores Otto, que era 4:1 em 1920, chegou a 7:1 em 1950. Da mesma forma, com a elevação da relação

de compressão, os motores ciclo Diesel passaram a operar com rendimento em torno de 29 a 33% (Kilon, 1972).

Os esforços realizados para melhorar as proporções entre tamanho, peso e potência das máquinas e motores, surgiram com as tentativas de tornar possível o emprego da força motriz nos meios de transporte. Nas máquinas a vapor os esforços foram direcionados para os transportes marítimo e ferroviário, enquanto que os motores de combustão interna para os transportes rodoviário e aéreo. Na fabricação dos motores destinados a aviação foram obtidos os melhores resultados na proporção tamanho, peso e potência (Schlaifer & Heron, 1950). Paralelamente ao desenvolvimento dos motores alternativos, ocorria também o desenvolvimento das turbinas a vapor e gás, que passaram a ser utilizadas na geração de energia elétrica (Tatton-Brown, 1970).

O setor de geração elétrica viu-se estimulado pela utilização crescente da energia elétrica para suprimento de iluminação e força motriz. No caso da iluminação, primeiro ocorreu a substituição de óleos e gorduras de animais pelo querosene, que atendia de forma satisfatória às necessidades de suprimento nas regiões e localidades aonde o gás de rua não chegava. A invenção da lâmpada elétrica, por Thomas A. Edison em 1881, e os aperfeiçoamentos que permitiram a sua produção em grande escala, contribuíram para que nas duas primeiras décadas do século XX os preços das lâmpadas fossem reduzidos, de quarenta centavos de dólar para vinte e dois centavos. Com a redução dos preços das lâmpadas, cresceu a procura para uso doméstico, industrial e para iluminação pública em todos os continentes. Dessa forma, a expansão da comercialização das lâmpadas e a introdução dos motores elétricos na indústria e nos transportes ferroviários foram de fundamental importância para consolidar a indústria elétrica (Hennessey, 1972).

O crescimento industrial do final do século XIX, acoplado ao desenvolvimento tecnológico alcançado pelas máquinas térmicas e a eletricidade, associado à necessidade da utilização mais racional dos combustíveis, favoreceram para que fosse implantado o processo de cogeração na Europa e Estados Unidos. A utilização simultânea da combustão para produzir eletricidade e calor para processos industriais tornou-se nesse período uma prática comum nas indústrias que geravam sua própria energia, a partir de termelétricas (Basalla, 1988).

O que pode ser constatado dessa época é que no início do século XX, a potência total de energia elétrica cogerada pela indústria, nos Estados Unidos, foi estimada em 58%.

Esses números referem-se principalmente aos autoprodutores, já que os grandes sistemas interligados estavam ainda em fase de implantação. A geração que atendia a autoprodução, em sua maioria de pequeno e médio porte, era feita através de termelétricas e também por hidrelétricas (Orlando, 1991).

3.2.2. Declínio da cogeração no início do século XX

A redução do fornecimento de energia elétrica, pelos sistemas de cogeração industrial, torna-se significativa a partir da segunda década do século XX, quando tem início a implantação dos sistemas de geração centralizada. Essa redução foi percebida principalmente nos Estados Unidos, na Inglaterra e na Alemanha, sendo que a decisão de utilizar o modelo centralizado passou a ser adotado pelos demais países considerados desenvolvidos e nos subdesenvolvidos.

Nos Estados Unidos, em 1900, existiam mais de 3.000 companhias de eletricidade mescladas entre privadas e municipais. Entretanto, o desenvolvimento do sistema elétrico concebido por Thomas Edison, que tinha como princípio a geração centralizada de potência para atender um número grande de usuários, propiciou um rápido desenvolvimento da indústria elétrica, em virtude do suporte necessário à geração e à distribuição de grandes potências (Dunsheath, 1962). A participação da geração por grandes centrais hidrelétricas e termelétricas, produziu um efeito de redução sobre os sistemas de cogeração, que eram utilizados principalmente pelo setor industrial. A redução veio como consequência da forte presença do estado e da regulamentação federal, que priorizaram as interligações de grandes complexos de geração e distribuição de eletricidade (Hu, 1985).

Na Inglaterra, a intervenção do estado tendo como base as normas internacionais, ocorreu de forma mais intensa para poder equacionar a situação do setor, que era considerada caótica. Em 1925 foi criado o Conselho Nacional de Eletricidade, que tinha como finalidade estabelecer as normas para construção de uma rede nacional, através da conexão de grandes centrais. Na formação da rede foram contempladas 58 centrais em operação e recomendado o encerramento de 432 consideradas pequenas. Em 1935, a rede nacional estava praticamente concluída, com 4.000 km de linhas principais e 1.900 km de linhas secundárias. Através de um acordo firmado, o conselho comprava toda a eletricidade gerada e vendia para os distribuidores. Este acordo permaneceu até 1948, quando a partir

daí o sistema foi nacionalizado, sendo que os sistemas de geração e de distribuição permaneceram separados. No mesmo período, na Alemanha, que ocupava a terceira posição entre os países produtores de eletricidade, existiam mais de 2.000 centrais. Entretanto, com o processo de centralização dos sistemas, mais de 50% da geração passou a ser feita por apenas 42 centrais (Hinton, 1979).

Os estudos elaborados pelo Departamento de Energia americano para apontar as razões da redução gradativa da cogeração neste século chegaram às seguintes conclusões sobre o declínio, principalmente nos Estados Unidos (Hu, 1985):

- i- disponibilidade e custos reduzidos da eletricidade em função da descentralização;
- ii- aumento da regulamentação sobre as formas de geração de eletricidade em níveis estadual e federal;
- iii- fixação das políticas, por parte dos serviços elétricos públicos, que desencorajavam a geração de eletricidade nos locais de sua utilização;
- iv- a redução dos custos da energia apresentou um declínio gradual da porcentagem das despesas operacionais das indústrias;
- v- custos mais elevados dos combustíveis relativamente aos da eletricidade;
- vi- a tendência da indústria em favor do mercado orientado, diante do corte de investimentos;
- vii- mudanças corporativas nas taxas de empreendimentos.

A tendência de redução da cogeração permaneceu até que ocorresse o segundo choque do fornecimento de petróleo, em 1979, quando os grandes países importadores foram obrigados a tomar medidas urgentes para reduzir a dependência das importações. Entre as medidas adotadas, principalmente nos Estados Unidos, constava o incentivo ao emprego da cogeração pelo setor industrial.

3.2.3. Revitalização da Cogeração

Na reconstrução econômica da Europa Ocidental e Japão após a Segunda Guerra Mundial, como também dos países subdesenvolvidos, aumentou significativamente a necessidade de suprimento de energia naqueles países. No período entre 1945 e 1970, sob a liderança dos Estados Unidos, que saíram fortalecidos do conflito, o setor energético foi beneficiado pelos altos investimentos e as inovações tecnológicas que ocorreram. Dessa forma, o setor energético passou a apresentar um desempenho bastante satisfatório e animador, obtendo os seguintes índices de crescimento: a produção de petróleo foi multiplicada por 5,4 a de eletricidade por 6,0 e a de gás natural por 6,3 (Martin, 1992).

Estimuladas pela oferta e pela garantia de suprimento de energia, no período pós-guerra, a maioria das nações entrou com euforia em uma nova fase de crescimento econômico. A euforia, baseada principalmente na facilidade do suprimento de energia e nos seus baixos preços, levou os países considerados desenvolvidos e os subdesenvolvidos, a ficarem sob forte dependência do petróleo. Os reflexos dessa dependência surgiram quando o preço do barril de petróleo passou de US\$ 3, em 1973, para mais de US\$ 38, no final da década (Nova, 1985).

A imposição dos novos preços para o petróleo ocorreu principalmente por esforço da Organização dos Países Exportadores de Petróleo - OPEP, criada em 1960, que tinha como finalidade unir os principais países exportadores para evitar a concorrência entre eles. Como resultados, conseguiram força para impor os novos preços do petróleo para o mercado internacional, os quais se mantinham estabilizados até o início de 1973.

O impacto gerado pela alta do petróleo, na economia mundial, provocou uma reação internacional no sentido de estancar a rápida elevação dos preços. A reação liderada pelos PA[íses importadores de petróleo, membros da denominada Organização para Cooperação Econômica e Desenvolvimento - OCED, consistia de um acordo sobre as medidas a serem adotadas para reduzir o consumo de petróleo fornecido pela OPEP. Do acordo com a participação da Agência Internacional de Energia - AIE, surgem três recomendações (Martin, 1992):

i) Diversificar as fontes de importação de petróleo: a demanda mundial endereçada à OPEP atinge o teto a partir de 1973 e, em seguida, passou a decair depois de 1979 (de 69% em 1970 para 44% em 1984). A ex-União Soviética, o Reino Unido, o México, a China, a Noruega, o Egito e a Malásia foram os países que mais se beneficiaram com isso;

- ii) Substituir o petróleo por outras fontes de energia: em todos os usos substituíveis, começando pela geração de eletricidade, o óleo combustível, que se tornou mais caro que outras fontes de energia, perdeu parte do mercado em prol do carvão e da energia nuclear;
- iii) Utilizar a energia com mais racionalidade: elevação dos preços, novas regulamentações, medidas diversas imaginadas pelas agências estabelecidas, contribuíram para eliminar o desperdício e a melhorar os dispositivos de utilização da energia.

Associado às medidas para conter a elevação dos preços do petróleo, a partir de 1973 os países desenvolvidos reduziram o consumo e as importações de petróleo. Assim, a utilização mais racional dos combustíveis fósseis tornou-se uma diretriz para as nações importadoras (Henry et al, 1980). Esses fatores passaram a contribuir, a partir de 1978, para revitalizar e implantar a cogeração. Em sua nova fase, a cogeração passou a ser estimulada através de legislações específicas editadas nos Estados Unidos, Europa, países Asiáticos e também no Brasil.

Nos levantamentos realizados para verificar as causas para o declínio da cogeração, ficou evidenciado que nenhum esforço para revitalizar o interesse pela cogeração, até a década de sessenta e início de 1970, tinha sido realizado. Uma das tentativas que pode ser detectada, foi a iniciativa da Companhia de Gás dos Estados Unidos, que tinha como propósito expandir seus mercados. Os sistemas de cogeração, de maiores capacidades, aproveitaram-se desta oportunidade. Entretanto, após alguns sucessos iniciais, a resistência do setor elétrico e a escassez de gás, no início dos anos 1970, resultaram no desinteresse por essa modalidade de geração (Orlando, 1991).

Os avanços que ocorreram para que a cogeração retomasse sua importância como tecnologia para o setor energético é de iniciativa do governo americano. Através da legislação promulgada em 1978, pelo Congresso Americano, conhecida como NEA (National Energy Acts) e composta por cinco leis, ficou estabelecida a intenção de encorajar a cogeração. Especificamente o PURPA (Public Utility Regulatory Policies Acts), estabelece as condições para o desenvolvimento da geração de potência no setor privado (Pulliam, 1989).

A partir do PURPA ficou estabelecida a comissão FERC (Federal Energy Regulatory Commission), com a finalidade de regulamentar e promover a cogeração de pequenos produtores de potência: Geradores não-concessionários - NUGs, Instalações qualificadas - Qfs, Concessionária Subsidiária, e Produtores Independentes. Devido à grande

diversificação das empresas ligadas ao setor elétrico, na qual estão incluídas empresas privadas, públicas e as cooperativas de eletrificação rural, essas foram submetidas ao controle federal através da FERC, e dos estados pelas PUCs (Public Utility Commissions).

Os critérios para qualificação estabelecidos pelo PURPA, para uma instalação cogeneradora, foram: Padrão de Operação, Padrão de Eficiência e Direito da Propriedade. O PURPA, além dos critérios, estabeleceu ainda que: as concessionárias deveriam comprar eletricidade de instalações qualificadas (Qualifying facilities - Qfs), garantindo o mercado para geração. As concessionárias venderiam energia para as instalações qualificadas, sem diferenciação de taxas, e direcionou-se a FERC para isentar as instalações qualificadas das regulamentações estaduais e federais (Public Utility Holding Company Act - PUHCA) que regem as concessionárias (Skeath, 1993).

O estado da Califórnia é considerado como um dos exemplos mais bem sucedidos na implementação da cogeração. Em 1988, as concessionárias da Califórnia tinham combinada uma capacidade de 55.474 MW. Desta capacidade 6.362 MW eram provenientes de pequenos cogeneradores e de pequenas unidades de potência (Pulliam, 1989).

Os resultados positivos e os avanços conseguidos na revitalização da cogeração, nos Estados Unidos a partir de 1978, fizeram com que outros países como a Inglaterra, Alemanha, França, Espanha, Itália, Japão e a Coreia também voltassem suas atenções para a promoção dessa tecnologia.

Na Inglaterra a revitalização da cogeração iniciou-se em 1983, a partir de um decreto para o setor energético que estimulava a produção independente. Uma das principais propostas contida no decreto foi a de abrir a competição no setor elétrico e, deste modo, permitir que a eletricidade passasse a ser negociada da mesma forma que o carvão, óleo e o gás natural (Radanne & Puiseux, 1989). Em 1988, novas medidas são tomadas através da revisão das regulamentações sobre o abastecimento de eletricidade, quando foram fixadas as normas de operação das plantas de geração sob a responsabilidade do setor privado.

Como resultado da reformulação do setor elétrico na Inglaterra, em 1989, ocorreu a divisão da Central Electricity Generating Board - CEGB, a quem cabia o controle de toda a geração, distribuição e das tarifas para energia elétrica. Da divisão da CEGB surgiram duas grandes companhias privadas: a National Power e a Powergen, com as finalidades de controlar as plantas que operavam com combustíveis fósseis e as hidrelétricas. Sob o

controle do estado ficaram a Nuclear Electric - NE, responsável pela geração nuclear, e a National Grid Company - NGC, pela manutenção e operação da transmissão. A NGC passou a controlar o mercado de eletricidade e assumiu a responsabilidade de promover a competição entre os autoprodutores (Bindon, 1992).

A implantação das medidas adotadas para o setor elétrico propiciou um espaço para que a cogeração fosse reativada na Inglaterra. Embora considerada ainda pequena a participação da geração por autoprodutores, em 1991 já representava 3% da demanda total da eletricidade do país. Essa participação correspondia à geração feita através de grandes companhias e também pelos demais setores vinculados aos serviços públicos e ao comércio, com mais de 500 unidades em operação, com capacidades entre 20 kW a 1.000 kW. Nesse mesmo período foi realizado um estudo, pela empresa Enron Corporation, para instalação de uma planta com capacidade de 1725 MW. Essa planta, projetada para operar com gás natural, com previsão de ser iniciada em 1993, iria atender mais de 3% do consumo de eletricidade do Reino Unido e representa 6% do consumo total do mercado do gás natural (Reeve, 1991).

A cogeração na Alemanha, entre 1930 e 1950, contribuiu com 50% das necessidades de suprimento elétrico do país, através da cogeração industrial. Entretanto, com o crescimento da oferta pelos grandes sistemas centralizados, reduziu-se a participação da cogeração industrial nas décadas seguintes (Inestene, 1990). Sua recuperação voltou a ocorrer a partir de 1978, principalmente no setor industrial, já que os sistemas de calor distrital não foram muito afetados. O que se pode observar na Alemanha foi que, em 1981, existiam mais de 8600 MWe em sistemas de cogeração industrial e que, em 1985, o consumo de energia elétrica podia contar com uma participação de 14% da energia gerada pelo sistema de cogeração industrial. No tocante ao sistema de calor distrital, a contribuição em 1986, chegava a 7200 MWe (AIE/OCDE, 1990).

Para os sistemas de cogeração destinados ao fornecimento de calor distrital, na Alemanha, a forte presença do poder municipal foi decisiva para assegurar a manutenção e o seu crescimento. Nesse sentido, os municípios além de suas atividades peculiares também são responsáveis por parte do suprimento de eletricidade e de calefação. Dessa forma, o plano nacional energético da Alemanha, na sua confecção, leva em conta a participação dos municípios (Walter, 1994).

As condições para o desenvolvimento da cogeração, na Alemanha, foram consideradas favoráveis, já que essa tecnologia tinha forte tradição no país. Para assegurar a sua ampliação foi firmada uma resolução em 1979 sendo revisada depois em 1988, com a participação do Governo Federal, Federação das Concessionárias de Eletricidade e a Federação das Indústrias, com o objetivo de valorizar o potencial da autoprodução na indústria. Nela, estavam contemplados os aspectos que visavam assegurar o tratamento igualitário entre autoprodutores e os demais clientes; o direito ao atendimento suplementar do autoprodutor, o dever de compra da eletricidade excedente de autoprodutores, desde que houvesse identificação de economia de energia primária para o país; a remuneração da eletricidade excedente ao custo marginal de expansão de oferta, de acordo com a qualidade e a confiabilidade do suprimento; a definição de contratos de longo prazo, conforme as necessidades das concessionárias.

Na Itália em 1982, através da Lei 308, foi estabelecida uma política que tinha por objetivo o apoio institucional e financeiro aos projetos de conservação de energia e o desenvolvimento de fontes alternativas. A produção combinada de calor e potência era contemplada em uma dos artigos dessa Lei. Como resultado, em 1985, a Itália tornou-se um dos países mais importante na cogeração industrial, com 14% de toda a capacidade instalada na Europa (AFME, 1990).

As expectativas para ampliação da cogeração na Itália foram consideradas promissoras, já que a nova política energética que reformulou o PEN – Plano Energético Nacional, em 1988, previa que a cogeração industrial e os sistemas de calor distrital deveriam ser da ordem de 15% sobre as metas totais de conservação de energia. A estimativa era de que a potência instalada da cogeração industrial, na ordem de 1450 MW, em 1987, pudesse chegar a 7120 MW no ano 2000 (AIE/OCDE, 1990).

Embora na Inglaterra, na Alemanha e na Itália a cogeração fosse considerada significativa, o mesmo não aconteceu na França, enquanto que na Espanha a situação era considerada um pouco melhor. Nesses países a participação da cogeração industrial, em 1985, era de 2% na Espanha e menos de 1% na França. Os baixos índices de participação da cogeração, na Europa, fizeram com que algumas medidas fossem tomadas na Espanha, pelo Instituto para a Diversificación y Ahorro de Energia – IDAE, e na França, através do Ministério da Indústria, procurando criar condições para estimular a geração de calor e potência (AFME, 1990).

Na Espanha o IDAE, através dos estudos de avaliação do potencial de cogeração na indústria, deu início a uma política de viabilização de um potencial, estimado em 1,7 GW. Com resultado da nova política, já em 1989, 36% das instalações avaliadas apresentavam condições de entrar em operação (Disdier, 1989).

Os pontos considerados pelo Ministério da Indústria da França para estimular a cogeração foram: (i) a alta concentração do sistema de geração na tecnologia nuclear; (ii) os problemas de baixa confiabilidade de atendimento em certas regiões, pelo sistema centralizado; (iii) alto custo de atendimento de algumas regiões remotas; (iv) politicamente algum esforço de descentralização é necessário dado a postura da EU quanto a liberação do mercado de eletricidade; (v) as opções convencionais de atendimento das cargas de ponta são em geral, mais caras do que a cogeração; (vi) independente da contribuição em termos de potência e energia, uma complementaridade entre os meios centralizados e descentralizados de produção elétrica pode melhorar o desempenho econômico do sistema (Walter, 1994).

3.2.4. Cogeração no Brasil

A utilização da tecnologia de cogeração passou a ganhar importância no Brasil, através das usinas vinculadas ao setor sucroalcooleiro, que realizaram investimentos para aproveitar os excedentes de bagaço dos pátios, oriundos do processo industrial, e para reduzir as despesas relativas à compra de energia elétrica das concessionárias. Esse setor, após a primeira crise ocasionada pelo aumento do preço do petróleo em 1973, passou a ser considerado estratégico pelo governo federal. Com a finalidade de minimizar os efeitos das importações de petróleo pelo uso do etanol, visando a redução e a substituição da gasolina automotiva, o governo passou a conceder incentivos ao setor através do Programa Nacional do Alcool, instituído em 1975 (Leite, 1990).

Os incentivos concedidos pelo Pró-Álcool e os investimentos que foram realizados para melhorar o desempenho energético das usinas de açúcar e álcool, contribuíram para ampliar a participação da cogeração neste setor. Como resultado, uma parcela significativa de usinas, a partir de 1988, conseguiu atingir a auto-suficiência e simultaneamente algumas chegaram a produzir excedentes de energia elétrica, gerada com utilização do bagaço da cana (Macedo, 1989).

A utilização da biomassa como combustível, proveniente do bagaço da cana e dos resíduos florestais, das atividades industriais dos setores sucroalcooleiro e de papel e celulose, tornou viável a realização dos investimentos em cogeração. Outros segmentos do setor industrial que, nas décadas de setenta e oitenta, favoreceram a implementação dessa tecnologia foram o metalúrgico, o químico e de produtos alimentícios. Nesses setores a prioridade limitou-se ao suprimento na modalidade de autoprodução, já que a venda dos excedentes de energia elétrica para concessionárias dependia de legislação específica e da tarifa compatível com os custos de produção.

As primeiras medidas para aquisição dos excedentes de energia elétrica, gerada por autoprodutores, surgiu a partir do Decreto-Lei 1.827 de maio de 1981. Através desse decreto ficou estabelecido que as concessionárias dos serviços públicos de eletricidade estavam autorizadas a adquirir, de autoprodutores, a energia elétrica excedente. O detalhamento das condições de aquisição dos excedentes ficou a cargo do Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica - DNAEE, órgão vinculado ao Ministério de Minas e Energia. Embora, por força da lei, as concessionárias estivessem autorizadas a comprar os excedentes de energia elétrica de autoprodutores ou de cogeneradores, os valores estipulados para aquisição pelo DNAEE não cobriam os custos da geração. A baixa remuneração da compra passou a desmotivar os investimentos que permitiriam ampliar a geração de energia elétrica pelos sistemas de cogeração (Bajay & Walter, 1989).

O pouco interesse do monopólio estatal brasileiro em relação ao desenvolvimento da geração pelo setor privado, fez com que esse segmento ficasse retraído e limitado em realizar investimentos apenas para autoprodução. Entretanto a redução da expansão do setor elétrico que ocorreu na década de oitenta e início dos anos noventa, ocasionada pela impossibilidade do Estado realizar os investimentos necessários à ampliação da geração, da transmissão e da distribuição, na mesma proporção do crescimento da demanda, passou a preocupar os técnicos, dirigentes das concessionárias e especialistas dedicados ao planejamento desse setor. Uma projeção sobre o assunto feita por Brandão (1989) relativo ao período de 1970 a 1987, apontava para a probabilidade de ocorrência de déficit de suprimento que poderiam ocorrer entre 1989 e 1995.

A constatação de que o modelo brasileiro, para os segmentos do setor energético, encontrava-se defasado perante a nova ordem econômica internacional, forçou o governo a iniciar uma série de reformas. As imposições internacionais, somadas à insegurança que

passou a tomar conta do setor produtivo e da população, desencadeou vários focos de pressões por parte desses segmentos, os quais contribuíram para que o governo, a partir de 1994, promovesse a sua política de abertura para o setor elétrico. Com esse objetivo é promulgada uma série de Leis, Decretos e Portarias que visavam equacionar a regulamentação do setor, em especial as questões relativas ao monopólio estatal. No apêndice “A” estão relacionados alguns aspectos considerados importantes sobre a Legislação e a sua evolução no transcorrer do período 1981 a 1999, em especial, a que trata da cogeração.

A participação da cogeração na matriz energética, no caso brasileiro, ainda é considerada tímida, já que a capacidade instalada de geração de energia elétrica por sistemas hidrelétricos é da ordem de 87%, sendo que apenas 13% são de geração térmica e nuclear (BEN, 2007). Entretanto, com a realização dos investimentos para construção do gasoduto Brasil - Bolívia e as interligações com a bacia de Campos, do litoral brasileiro, como também da produção do campo de Urucu - AM, está contribuindo para ampliar a geração de energia por termelétricas, através de sistemas interligados e isolados. A expectativa de suprimento de gás e a evolução da legislação brasileira, vêm motivando a iniciativa privada, formada por capitais nacionais e estrangeiros a investir na implantação de novos parques destinados a auto produção independente de energia elétrica.

Os estudos elaborados pela Eletrobrás estimavam em 1.750 MW a capacidade instalada em sistemas de cogeração. Esses sistemas respondiam por pouco mais da metade de energia gerada por autoprodutores térmicos e representava cerca de 66% da capacidade total instalada no Brasil, desse montante, 1.100 MW estavam vinculados aos setores de açúcar e álcool, químico e petroquímico, siderúrgico e de papel e celulose (DNDE/MME, 1996).

No tocante aos investimentos que já foram realizados para cogeração, vale ressaltar que o Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico Social - BNDES, em 1998, concedeu empréstimo de US\$ 260 milhões para a termelétrica, com 230 MW, da Companhia Siderúrgica Nacional - CSN e mais US\$ 20 milhões para o parque gráfico do jornal O Globo, com capacidade de geração de 5 MW. O BNDES, em 1999, realizou investimentos da ordem de US\$ 1,1 bilhão, através do departamento de gás e petróleo, que inclui a cogeração. Além dos recursos do BNDES, empresas como a Coca-Cola (Jundiá -

SP) e a Kaiser (Jacareí - SP) firmaram contrato com a Comgás para a aquisição de 132 mil m³/dia de gás para seus projetos de cogeração (Brasil Energia, 1999).

3.2.5. Aspectos técnicos da cogeração

Dentro das tecnologias disponíveis empregadas para cogeração, estão as que operam com base nas configurações “Bottoming” ou “Topping”. A configuração “Bottoming” tem como princípio a recuperação do calor rejeitado a baixas temperaturas por processos industriais, que é utilizado para geração de vapor. O vapor recuperado é expandido em turbina de condensação e/ou de contra pressão, que acionam geradores elétricos ou outros equipamentos, como bombas hidráulicas, compressores de ar, etc. Na configuração “Topping” o fluxo de calor, a uma temperatura mais elevada, é utilizado para a geração de eletricidade e a energia residual é destinada à geração de calor de processo, usualmente na forma de vapor (Kovacik, 1982).

A recuperação do calor residual produzido pelas máquinas térmicas, independente da configuração adotada, está relacionada principalmente com a possibilidade do uso racional da energia, viabilidade técnica e do retorno econômico da utilização desse calor. Como forma de sistematizar essas três condicionantes, foi adotado o termo técnico denominado de “potencial para cogeração”. Para Hu (1985) o potencial passou a ser classificado como termodinâmico, técnico, econômico e de mercado, segundo nível crescente de restrições. Assim, o potencial termodinâmico passa a ser definido em bases teóricas, independente da tecnologia de conversão, representando o teto máximo a desenvolver. O potencial técnico é balizado pela existência de sistemas com eficiência e demais características conhecidas, inclusive as associadas com as questões ambientais. Os requisitos de economicidade servem para definir o potencial econômico, por sua vez restrito segundo aspectos financeiros e operacionais e institucionais na determinação do potencial de mercado (Walter, 1994).

3.2.6. Cogeração com motores de combustão interna

Nos motores de combustão interna, ciclos Otto e Diesel, todo o calor produzido no cilindro tem como finalidade realizar trabalho mecânico sobre o eixo. Entretanto, o que se verifica na prática é que apenas uma parte desse calor produz trabalho mecânico e outra

parte, correspondente quase a 2/3 se perde pela água de refrigeração, gases de descarga, óleo de lubrificação e para o ambiente (Mesny, 1958).

Nos sistemas de cogeração com motores de combustão interna, os aspectos relativos às velocidades (alta, média e baixa), e aos tipos de combustíveis, são considerados de fundamental importância. Os motores de alta velocidade são máquinas que operam na faixa de 900 a 1800 rpm e são empregados para gerar potências entre 4 a 2500 kW. Nos de média velocidade, na faixa de 600 a 1200 rpm, a variação de potência fica entre 0,5 a 10,0 MW. Os de baixa velocidade são os de maior porte e operam na faixa de 120 a 600 rpm, permitindo potências de 2,0 a 30,0 MW. Nesses motores, a relação entre combustível e velocidades de operação apresenta diferentes especificidades. Nos motores que trabalham com altas e médias velocidades, os combustíveis usados são o gás natural e o destilado leve do petróleo, sendo que para os de baixa velocidade são diesel e o óleo combustível (Obert, 1990).

A técnica de utilizar motores de combustão interna em sistemas de cogeração é bastante difundida nos países industrializados, onde a recuperação do calor residual contido nos gases de escape e água de refrigeração visa elevar a eficiência dos sistemas que utilizam, principalmente, combustíveis fósseis (Silveira, 1993).

Esses sistemas visam principalmente a redução de custos de produção de energia elétrica e contribuem para reduzir os níveis de emissão dos poluentes. Entretanto, as principais vantagens dos sistemas de cogeração com motores de combustão interna são: (i) os curtos períodos requeridos na construção e instalação desses sistemas; (ii) facilidade de manutenção e, (iii) a possibilidade de construção modular (Bajay & Walter, 1989). Na figura 3.1 se apresenta um quadro comparativo das diferentes tecnologias de geração de energia elétrica com relação às emissões de carbono segundo dados fornecidos pela Associação de Cogeração de Portugal, “Cogen Portugal”.

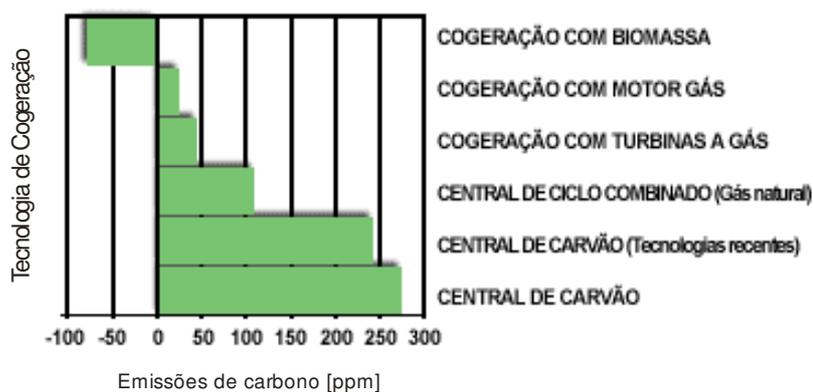


Figura 3.1.-Emissões de carbono na produção de energia em PPM (Partes por Milhões). Dados fornecidos por Cogen Portugal.

Segundo Meunier (2002), a combinação das unidades de geração de energia elétrica, calor e frio empregando o conceito de cogeração, pode diminuir os níveis de emissão de CO₂ na atmosfera em cerca 40%, dependendo da tecnologia de cogeração aplicada, reduzindo desta forma o aquecimento global.

Matelli, Rucker e Bazzo (2002) analisaram diferentes cenários para um sistema de cogeração utilizando grupos geradores a gás natural para suprir a demanda elétrica e térmica do Hospital Universitário da UFSC. Dados reais referentes à demanda térmica e elétrica foram levantados a fim de realizar análises exergética, econômica e ambiental.

Reis & Silveira (2001) realizaram uma primeira análise, com resultados publicados no Congresso Brasileiro em Engenharia Mecânica, realizado em Uberlândia, envolvendo um motor a combustão interna para gerar eletricidade e água gelada a partir de uma máquina de absorção de simples estágio. O calor foi transferido da água de resfriamento e dos gases de exaustão do motor para uma máquina de absorção. O sistema foi projetado para atender às demandas térmicas e elétricas de um prédio de uma universidade em paridade térmica, ou seja, com a carga térmica de refrigeração completamente atendida. O motor foi testado com óleo diesel, etanol hidratado e gás natural. O trabalho apresenta um modelo para prever o custo da produção de energia elétrica e de refrigeração. Resultados foram publicados também por Reis ET, al no Power-Gen in Latin America Conference, realizado em Monterrey em 2002.

Possidente et al. (2006) reportaram os resultados experimentais para uma microplanta de cogeração de apenas 6 kWe, utilizando três moto geradores de diferentes cilindradas. Os resultados apresentados mostraram que sistemas de micro cogeração já possibilitam obter

um índice de utilização de energia primária de 25 % e uma redução nos índices de emissões de poluentes de até 40%. Em contra partida, o período para o retorno do capital econômico investido ainda se apresenta como o maior obstáculo para a difusão desta tecnologia.

Testes experimentais com uma microplanta de cogeração para uso em residências foram realizados por Lin et al. (2007). O sistema investigado empregou da mesma forma um moto-gerador de 6 kWe a diesel, associado a um refrigerador doméstico de absorção (sistema Eletrolux) de 60 litros. Os resultados apresentados mostram que a eficiência elétrica do moto gerador, bem como as emissões de CO₂, CO, HC e NO_x, não são afetadas pela associação do refrigerador ao moto-gerador. De acordo com resultados publicados, o índice de utilização de energia primária para o sistema produzindo eletricidade, água quente e água gelada, atingiu valores da ordem de 67% com o moto-gerador operando em carga máxima, representando um aumento de 205% quando comparado com a eficiência do moto-gerador.

Estudos experimentais envolvendo um moto-gerador de 12 kWe operando com gás natural também foram realizados por Kong et al. (2006). A microplanta consistiu numa máquina de refrigeração por adsorção de 9 kWt utilizando sílica-gel e água como pares de trabalho e um aquecedor com potência de 28 kWt. A análise energética para o sistema produzindo eletricidade, água quente e gelada, apresentou um índice de utilização de energia primária superior a 70%.

Berndsen et al. (2006) também reportou resultados teóricos e experimentais sustentando a viabilidade da utilização de gases quentes oriundos de um motor de aplicação automotiva, como fonte de energia para refrigeração e para a produção de vapor de água. Outros trabalhos sobre micro geração baseados em motores de combustão interna têm sido realizados com a proposta de aplicação no setor comercial (ex.: Possidente et al. 2006; Li et al. 2006). Entretanto, nenhum dos trabalhos deixa evidente uma real vantagem econômica, quando considerados todos os custos relacionados com combustível, energia elétrica e investimento da planta de cogeração. Nesse sentido, resultados preliminares de uma microplanta de cogeração de 100 KVA a gás natural em operação no Hospital Universitário da UFSC foram apresentados no ENCIT 2006 em Curitiba, demonstrando sim a viabilidade técnica e econômica do sistema, se operado em horário de ponta (Takahashi et al. 2006).

Cardona & Piacentino (2006) reportaram resultados para moto-geradores de porte maior, analisando a viabilidade técnica e econômica da instalação de sistemas de cogeração em aeroportos na Itália. O estudo apresentou uma relação de energia elétrica e demanda térmica satisfatória, sugerindo a viabilidade para a instalação de centrais de cogeração com a produção simultânea de eletricidade, água quente e água gelada. A análise da viabilidade foi realizada para um sistema de cogeração não otimizado. O sistema apresentou relativo potencial para a economia de energia primária, redução nos custos operacionais e na emissão de poluentes.

Do ponto de vista da Segunda Lei da Termodinâmica, poucos estudos foram realizados sobre plantas de cogeração de pequena escala, associando-se novas tecnologias em geração de energia elétrica com a produção de vapor ou água quente e água gelada para fins de armazenamento de alimentos e climatização. Primeiros estudos foram desenvolvidos para projetos de cogeração, envolvendo a aplicação de motores a gás natural. Em 2002, Reis & Silveira apresentaram os primeiros estudos sobre análise exérgica de um sistema de refrigeração por absorção usando calor recuperado de um motor de combustão interna.

Uma completa revisão do estado da arte dos critérios de seleção de plantas de cogeração com base no investimento de capital financeiro, desde 1998 até 2006, foi realizada por Biezma et al. (2006). Vários critérios de avaliação econômicos para plantas de cogeração, baseados no valor presente líquido, na taxa de retorno e no período de retorno foram investigadas. O estudo revela que a tomada de decisão não deve ser baseada apenas em um único parâmetro de análise, mas sim em um conjunto de parâmetros. Os motores de combustão interna quando aplicados a sistemas de cogeração têm a seu favor um bom comportamento sob cargas parciais, uma boa resposta à operação intermitente e uma ampla gama de potência em oferta no mercado (10 kW até 30 MW). Essa tecnologia, entretanto, apresenta algumas restrições para a recuperação de calor devido aos baixos níveis de vazão dos gases de exaustão. A quantidade de calor que pode ser efetivamente recuperada depende do tipo de motor considerado, do seu porte, bem como do regime de operação. Além disso, o desempenho apresentado por motores de combustão interna é usualmente menor que o desempenho de outras tecnologias mais modernas ou sistemas combinados de geração de energia elétrica.

Visto serem evidentes os benefícios ambientais e energéticos da utilização da cogeração, a União Europeia pretende que até o ano de 2010, 18% da eletricidade seja produzida desta forma segundo se mostra na figura 3.2 seguinte (Cogen Europa, 2002).

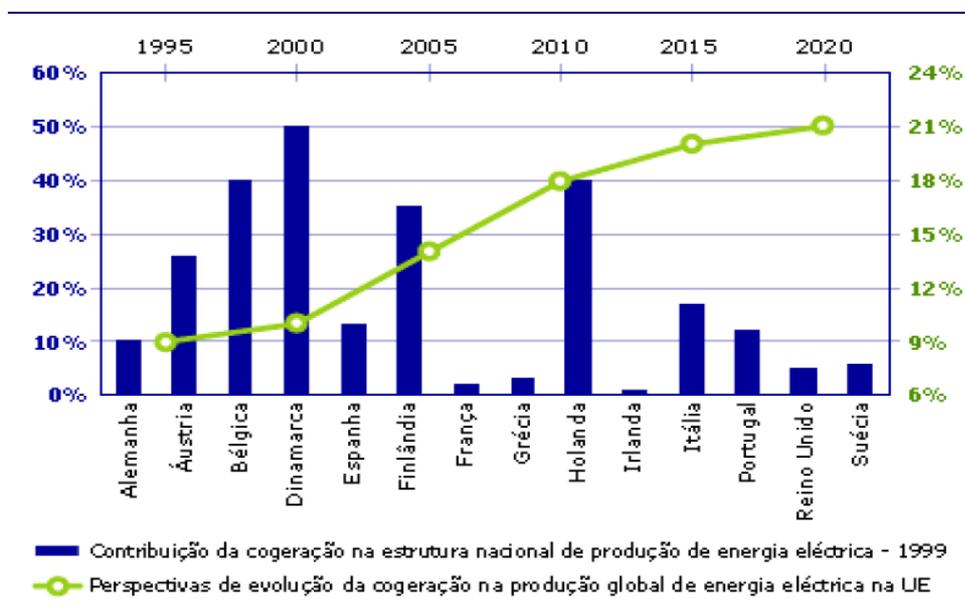


Figura 3.2.- Participação da cogeração na produção global de energia na União Europeia. (Cogen Europa, May 2002).

3.3. Exergia.

A exergia é definida por Bejan et al. (1996) como sendo o máximo trabalho reversível que pode ser obtido quando dois sistemas, em estados diferentes, são colocados em contato até alcançar o equilíbrio. Para tal assume-se que um desses sistemas é previamente conhecido, chamado de ambiente de referência de exergia.

A exergia também pode ser definida como uma medida do desvio do estado termodinâmico de um sistema, quando comparado ao estado do ambiente. Portanto, é um atributo de ambos, sistema e ambiente. No entanto, uma vez especificado o estado do ambiente, pode-se considerar a exergia como sendo uma propriedade do sistema.

A exergia total, E , é o somatório da exergia física, E^F , exergia química, E^Q , exergia cinética, E^{CN} , e exergia potencial, E^{PT} . Deste modo:

$$E = E^F + E^Q + E^{CN} + E^{PT} \quad (1)$$

Desconsiderando a velocidade do sistema e a sua altura em relação ao ambiente ($E^{CN} + E^{PT} = 0$), a exergia passa a ser a combinação da exergia física e química, que é o caso analisado neste trabalho.

$$E = E^F + E^Q \quad (2)$$

3.3.1. Exergia Física, E^F .

Quando a massa escoar ao longo das fronteiras de um volume de controle, existe uma transferência de exergia que acompanha o fluxo de massa. Além disso, existe uma transferência de exergia que acompanha o *trabalho de fluxo*. A **taxa temporal de exergia física** do escoamento leva em conta essas duas transferências, e é dada por

$$\dot{E}^F = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (3a)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica kg/s, T_0 é a temperatura do estado de referência K, h e s são a entalpia específica kJ/kg e a entropia específica kJ/kg-K do fluido, respectivamente. O subscrito “0” corresponde ao estado de referência. Quando as propriedades estão expressas em base molar, a equação (3a) torna-se

$$\dot{E}^F = \dot{n}[(\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0(\bar{s} - \bar{s}_0)] \quad (3b)$$

onde \dot{n} é a vazão molar kmol/s, \bar{h} e \bar{s} são a entalpia específica molar kJ/kmol e a entropia específica molar kJ/kmol-K do fluido, respectivamente. Quando a exergia física do sistema é zero pode se dizer que o mesmo está em equilíbrio térmico e mecânico com o ambiente (Moran et al 2002).

3.3.2. Exergia Química, E^Q .

Ao avaliar a exergia química (o componente da exergia associado com o afastamento da composição química do sistema daquele do ambiente), as propriedades das substâncias que compreendem o sistema devem ser referidas às propriedades de um apropriado grupo de substâncias selecionadas do ambiente. Para excluir a possibilidade de desenvolvimento de trabalho a partir de interações, físicas ou químicas, entre partes do ambiente, estas substâncias de referência devem estar em mútuo equilíbrio. O nosso ambiente natural não se encontra em equilíbrio. De acordo com isto, é necessário um significativo compromisso entre a realidade física e as exigências da teoria termodinâmica. Tais considerações têm conduzido a modelos alternativos para a avaliação da exergia química, e os termos *ambiente de referência para exergia* e *ambiente termodinâmico* são frequentemente utilizados para distinguir o conceito termodinâmico do ambiente natural (Bejan et al. 1996).

Consideremos um sistema combinado que é formado por um ambiente e uma quantidade de combustível hidrocarboneto a T_0, p_0 . O objetivo é a avaliação do trabalho possível de ser obtido permitindo que o combustível reaja com o oxigênio do ambiente de forma a produzir os componentes ambientais dióxido de carbono e água, ambos nos respectivos estados de ambiente. Por definição, a **exergia química** é o trabalho teórico máximo que pode ser desenvolvido pelo sistema combinado.

3.3.2.1. Exergia Química Padrão

A *exergia química padrão* é baseada em valores padrão de pressão, p_0 e temperatura ambiente T_0 , por exemplo, 25 °C (298,15 K) e 1 atm (101,325 kPa), respectivamente. O ambiente padrão é considerado como um conjunto de substâncias de referência com concentrações padrão que refletem, tão próximo quanto possíveis, a composição química do ambiente natural. Geralmente, as substâncias de referência caem em três grupos: componentes gasosos da atmosfera, substâncias sólidas da crosta terrestre e substâncias iônicas e não iônicas dos oceanos. Uma característica comum dos ambientes de referência para exergia padrão é uma fase gasosa, cujo propósito é representar o ar, e que inclui N_2 , O_2 , CO_2 , $H_2O_{(g)}$ e outros gases. Admite-se que o i -ésimo gás presente nesta fase gasosa esteja à temperatura T_0 e pressão parcial $p_i = x_i p_0$. Duas alternativas do ambiente de

referência para a exergia padrão tem ganhado aceitação para avaliações em engenharia; eles são chamados aqui **Modelo I** e **Modelo II**. Para cada um destes modelos, a Tabela A-26 da referência 1 fornece valores da exergia química padrão para varias substancias, em [kJ/kmol]. Apenas um dos dois modelos deve ser empregado em uma dada análise (Moran et al. 2002).

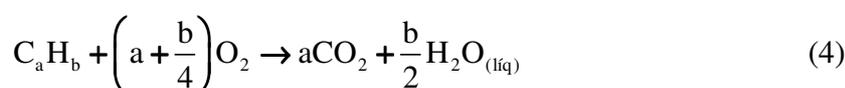
No modelo I, $p_0 = 1,019$ atm. Este modelo tenta impor um critério no qual o ambiente de referencia encontra-se em equilibrio. As substâncias de referencia são determinadas admitindo-se equilíbrio químico restrito para ácido nítrico e nitratos e equilíbrio termodinâmico irrestrito para todos os outros componentes químicos da atmosfera, dos oceanos e uma porção da crosta da Terra. A composição química da fase gasosa deste modelo aproxima-se da composição da atmosfera natural.

No modelo II, $p_0 = 1$ atm. No desenvolvimento deste modelo uma substância de referência é selecionada para cada elemento químico dentre substâncias que contenham o elemento em análise e que sejam abundantemente presentes no ambiente natural mesmo que as substâncias não estejam em equilíbrio mútuo completo. Um motivo importante para este procedimento está no fato de que as substâncias encontradas abundantemente na natureza possuem valor econômico baixo.

De um modo geral, a composição química do ambiente de referência para exergia do modelo II é mais próxima do ambiente natural do que aquele do modelo I, mas o critério de equilíbrio nem sempre é satisfeito.

3.3.2.2. Exergia química padrão de um hidrocarboneto: C_aH_b

A exergia química padrão de uma substância que não está presente no ambiente pode ser avaliada considerando uma reação idealizada da substância com outras substâncias (geralmente substâncias de referência) para as quais as exergias químicas são conhecidas. Para ilustrar isto no caso de um combustível hidrocarbonado puro C_aH_b a T_0 e p_0 , consideremos o volume de controle em regime permanente mostrado na figura 3.3, em que o combustível reage com o oxigênio formando dióxido de carbono e água líquida de acordo com:



Admite-se que todas as substâncias entram e saem a T_0 , p_0 e que a transferência de calor ocorra apenas na temperatura T_0 e que não existem irreversibilidades. O balanço de exergia fornece:

$$0 = \sum_j \left[1 - \frac{T_0}{T_j} \right] \left(\frac{\dot{Q}_j}{\dot{n}_C} \right) - \left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C} \right)_{int_{rev}} + \bar{e}_C^Q + \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{e}_{O_2}^Q - a \bar{e}_{CO_2}^Q - \left(\frac{b}{2} \right) \bar{e}_{H_2O(l)}^Q - \dot{E}_D / \dot{n}_C \quad (5)$$

onde o primeiro termo do lado direito é a transferência de exergia que corresponde à transferência de calor pelas fronteiras do sistema, o segundo é a exergia que corresponde com a transferência de trabalho e o termo \dot{E}_D / \dot{n}_C é a destruição de exergia no sistema. O subscrito C designa o combustível. Resolvendo para a exergia química do combustível, obtém-se:

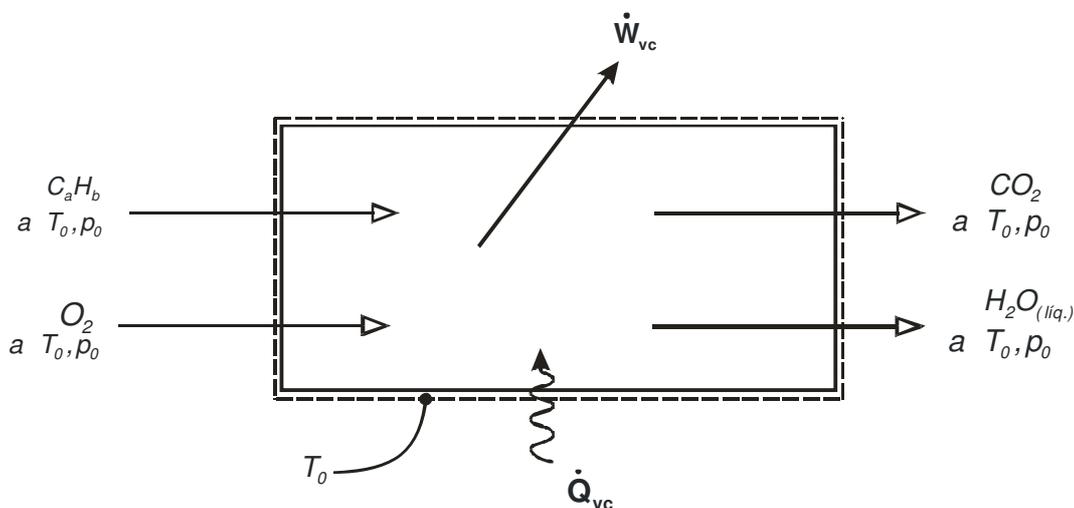


Figura 3.3. - Reator utilizado para introduzir o conceito de exergia química padrão

$$\bar{e}_C^Q = \left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C} \right)_{int_{rev}} + a \bar{e}_{CO_2}^Q + \left(\frac{b}{2} \right) \bar{e}_{H_2O(l)}^Q - \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{e}_{O_2}^Q \quad (6)$$

Por outro lado, o balanço de energia para o volume de controle da figura 3.3. é o seguinte:

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C}\right)_{int_{rev}} = \left(\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_C}\right) + \bar{h}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{h}_{O_2} - a\bar{h}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{h}_{H_2O(l)} \quad (7)$$

E o balanço de entropia toma a forma:

$$0 = \frac{\dot{Q}_{vc}/\dot{n}_C}{T_0} + \bar{s}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{s}_{O_2} - a\bar{s}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{s}_{H_2O(l)} \quad (8)$$

Eliminando a taxa de transferência de calor entre as equações (7) e (8) obtém-se a seguinte expressão para $\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C}\right)_{int_{rev}}$:

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C}\right)_{int_{rev}} = \left[\bar{h}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{h}_{O_2} - a\bar{h}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{h}_{H_2O(l)} \right] (T_0, p_0) - T_0 \left[\bar{s}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{s}_{O_2} - a\bar{s}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{s}_{H_2O(l)} \right] (T_0, p_0) \quad (9)$$

O termo sublinhado na equação (9) é identificado como o poder calorífico superior molar $\overline{PCS}(T_0, p_0)$. Introduzindo a equação (9) na equação (6), tem-se:

$$\bar{e}_C^Q = \overline{PCS}(T_0, p_0) - T_0 \left[\bar{s}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{s}_{O_2} - a\bar{s}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{s}_{H_2O(l)} \right] (T_0, p_0) + a\bar{e}_{CO_2}^Q + \frac{b}{2}\bar{e}_{H_2O(l)}^Q - \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{e}_{O_2}^Q \quad (10)$$

De maneira alternativa, as equações (6) e (9) podem ser expressas em termos das funções de Gibbs molares, como segue:

$$\bar{e}_C^Q = \left[\bar{g}_C + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{g}_{O_2} - a\bar{g}_{CO_2} - \frac{b}{2}\bar{g}_{H_2O(l)} \right] (T_0, p_0) + a\bar{e}_{CO_2}^Q + \left(\frac{b}{2}\right)\bar{e}_{H_2O(l)}^Q - \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{e}_{O_2}^Q \quad (11)$$

De posse das equações (9), (10) e (11), a exergia química padrão de um hidrocarboneto C_aH_b pode ser calculada utilizando-se as exergias químicas padrões de O_2 , CO_2 e $H_2O(l)$, juntamente com dados selecionados de propriedades: o poder

calorífico superior e entropias absolutas ou as funções de Gibbs. Por exemplo, considere-se o caso do metano, CH_4 ; com $a=1$, $b=4$, dados das funções de Gibbs, e exergias químicas padrões do O_2 , CO_2 e $\text{H}_2\text{O}_{(l)}$, da tabela C.2 da referência 2 (modelo I). A equação (11) fornece 824.720,00 kJ/kmol. Isto está muito próximo do valor listado para o metano na Tabela C.2 da referência [2] para este modelo (Moran et al. 2002).

3.3.3. Eficiência Exergética.

A eficiência exergética (eficiência de segunda lei, efetividade, ou eficiência racional) fornece uma medida verdadeira do desempenho de um sistema de energia desde o ponto de vista termodinâmico. Vamos considerar este conceito em mais detalhe:

Ao definir a eficiência exergética é necessário identificar tanto um *produto* como um *combustível* para o sistema termodinâmico sob análise. O produto representa o resultado desejado produzido pelo sistema. De acordo com isto, a definição do produto deve ser consistente com o propósito de compra e utilização do sistema. O combustível representa os recursos gastos para gerar o produto, e não é necessariamente restrito a ser um combustível real tal como gás natural, óleo ou carvão. Ambos, produto e combustível, são expressos em termos de exergia.

Como ilustração, consideremos um sistema em regime permanente onde, em termos de exergia, as taxas as quais o combustível é fornecido e o produto é gerado são \dot{E}_c e \dot{E}_p , respectivamente. O balanço de taxas de exergia fica:

$$\dot{E}_c = \dot{E}_p + \dot{E}_D + \dot{E}_L \quad (12)$$

onde \dot{E}_D e \dot{E}_L representem as taxas de destruição e perda de exergia, respectivamente. A eficiência exergética, ϵ é a razão entre produto e combustível:

$$\epsilon = \frac{\dot{E}_p}{\dot{E}_c} = 1 - \frac{\dot{E}_D + \dot{E}_L}{\dot{E}_c} \quad (13)$$

A diferença entre 100% e o valor real da eficiência exergética, expressa como porcentagem, é a porcentagem da exergia do combustível gasto neste sistema como destruição e perda de exergia.

Um importante uso da eficiência exergética é para avaliar o desempenho termodinâmico de um componente ou planta relativa ao desempenho de um componente ou planta *similar*. Não obstante, a comparação de eficiências exergéticas para dispositivos

dissimiles – turbina a gás e trocador de calor, por exemplo- não tem significado (Bejan et al. 1996).

3.4. Exergoeconomia

Termoeconomia é a área da engenharia que combina a análise de exergia com princípios econômicos, para fornecer ao projetista ou operador do sistema com informação não disponível através de avaliações econômicas e análises de energia convencionais, mas, crucial para o projeto e operação economicamente eficiente do sistema térmico. Podemos considerar a termoeconomia como o método de minimização de custos auxiliado pela exergia. Desde que considerações termodinâmicas da termoeconomia são baseadas no conceito de exergia, o termo *exergoeconomia* pode também ser utilizado para descrever a combinação de análise exérgica e econômica. A utilização da exergia como principal indicador de custo é muito importante, pois traz para a análise da segunda lei o principal enfoque do estudo, e permite medir o custo da exergia destruída devido às irreversibilidades do sistema, ou a exergia perdida nos diversos processos. (Bejan, A., et. al. 1996).

Existem técnicas conhecidas para a avaliação das ineficiências termodinâmicas dos sistemas térmicos: destruição e perda de exergia. Não obstante, às vezes é necessário conhecer o quanto custam tais ineficiências. O conhecimento desses custos é muito útil para melhorar a eficiência econômica do sistema, isto é, para reduzir os custos dos produtos finais entregados pelo sistema.

Concordantemente, os objetivos da análise exergoeconômica são: a) Calcular, em forma separada, os custos de cada produto gerado pelo sistema: Energia elétrica e água quente para o caso de interesse; b) Compreender o processo de formação de custos e o fluxo de custos em nosso sistema; c) Otimizar variáveis específicas em um componente particular do sistema e; d) Otimizar o sistema total.

O balanço de custos, que considera a avaliação do projeto de um sistema novo, para o sistema total (subscrito tot) operando em regime permanente fica expresso como:

$$\dot{C}_{p,tot} = \dot{C}_{C,tot} + \dot{Z}_{tot}^{IC} + \dot{Z}_{tot}^{OM} \quad (14)$$

O balanço de custos expressa que a *taxa de custo* associada com o produto do sistema (\dot{C}_p) é igual à taxa total de despesas feitas para gerar o produto, isto é, a taxa de custo do combustível (\dot{C}_c) mais as taxas de custos associadas com o investimento de capital (\dot{Z}^{IC}) e operação e manutenção (\dot{Z}^{OM}). Através de todo este trabalho, os termos combustível e produto são utilizados no sentido introduzido na seção 3.3.3. As taxas \dot{Z}^{IC} e \dot{Z}^{OM} se calculam dividindo a contribuição anual de investimento de capital e o custo anual de operação e manutenção pelo número de unidades de tempo (normalmente horas ou segundos) que o sistema opera por ano. A soma dessas duas variáveis é denotada por \dot{Z} para o sistema global e \dot{Z}_k para a componente k. A variável \dot{C} denota uma taxa de custo associado com uma corrente de exergia, isto é, corrente de matéria, potência ou transferência de calor, enquanto que a variável \dot{Z} representa todos os outros custos não relacionados com correntes de exergia.

3.4.1. Cálculo do custo da exergia.

Um sistema operando em regime permanente pode ter várias correntes de matéria entrando e saindo, assim como interações de calor a trabalho com as vizinhanças. Associado a essas transferências de matéria e energia, existem transferências de exergia desde e para o sistema e destruição de exergia causada pelas irreversibilidades dentro do sistema. A exergia mede o verdadeiro valor termodinâmico de tais efeitos, e custos devem ser atribuídos somente a produtos de valor, é significativo usar exergia como base para a atribuição de custos em sistemas térmicos. Certamente a exergoeconomia repousa sobre a noção que a exergia é a única base racional para a atribuição de custos às interações que o sistema térmico experimenta com suas vizinhanças e às fontes de ineficiências dentro dele. Referimos-nos a esta abordagem como *cálculo de custo da exergia*.

No cálculo de custo da exergia um custo é associado a cada corrente de exergia. Assim, as taxas de custo associadas às taxas de exergia das correntes de matéria que entram (\dot{E}_e) e que saem (\dot{E}_s) do sistema, potência (\dot{W}) e transferência de calor (\dot{E}_q), ficam expressas como:

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}_e = c_e (\dot{m}_e e_e) \quad (15a)$$

$$\dot{C}_s = c_s \dot{E}_s = c_s (\dot{m}_s e_s) \quad (15b)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (15c)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q \quad (15d)$$

Aqui c_e , c_s , c_w e c_q representam os custos médios por unidade de exergia em [R\$/kJ].

O cálculo de custo da exergia envolve balanços de custo usualmente formulados para cada componente em forma separada. Um balanço de custo aplicado ao k -ésimo componente do sistema mostra que a soma das taxas de custo associadas com todas as correntes de exergia que saem é igual à soma das taxas de custo de todas as correntes de exergia que entram, mais os cargos devidos ao investimento de capital (\dot{Z}^{IC}) e despesas de operação e manutenção (\dot{Z}^{OM}). De acordo com isto, para um componente que recebe calor e gera potência, escreveríamos:

$$\sum_s \dot{C}_{s,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{Z}_k \quad (16)$$

Introduzindo as expressões das taxas de custo da equação (15), a equação (16) vem a ser:

$$\sum_s (c_s \dot{E}_s)_k + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{q,k} \dot{E}_{q,k} + \sum_e (c_e \dot{E}_e)_k + \dot{Z}_k \quad (17)$$

As taxas de exergia que entram e saem do k -ésimo componente são calculadas em uma análise de exergia efetuada num estágio prévio. O termo \dot{Z}_k é obtido calculando os custos de investimento de capital e operação e manutenção, associados com o k -ésimo componente dividido pelas horas de operação anual do sistema. As variáveis na equação (17) são os custos por unidade de exergia das correntes de exergia associadas com o k -ésimo componente (c_{sk} , c_{ek} , c_{wk} e c_{qk}).

Ao analisar um componente devemos assumir que os custos por unidade de exergia de todas as correntes de exergia que entram são conhecidos a partir do balanço de custos dos componentes a montante ou, se uma corrente de exergia entra no sistema total, a partir do custo de compra dessa corrente. Conseqüentemente, as incógnitas a serem calculadas em um balanço de custos para o k -ésimo componente são os custos por unidade de exergia

das correntes de matéria que saem (c_{sk}) e, se potência ou calor utilizável são gerados em esse componente, os custos por unidade de exergia associados com a transferência de potência (c_{wk}) ou calor (c_{qk}).

A avaliação do desempenho de um sistema existente é conduzida de maneira paralela utilizando as mesmas variáveis termoeconômicas que na avaliação do projeto de um novo sistema. Desde que os investimentos de capital (\dot{Z}^{IC}) de todos os componentes existentes representam *custos submersos*, o investimento de capital é ignorado em tais avaliações. Ainda mais, por simplicidade, e devido ao fato que, em nosso sistema sob análise, os custos de manutenção e operação estão associados quase exclusivamente apenas a um componente (o motogerador) tais custos são desconsiderados na análise de desempenho do sistema existente. (Bejan et al. 1996). O balanço das taxas de custo associadas às correntes de exergia para o k -ésimo componente fica expressa como:

$$\sum_s \dot{C}_{s,k}^0 + \dot{C}_{w,k}^0 = \dot{C}_{q,k}^0 + \sum_e \dot{C}_{e,k}^0 \quad (18)$$

onde o sobrescrito 0 indica que somente os custos do combustível são considerados. A equação de taxa de custo para cada corrente de exergia toma a forma:

$$\dot{C}_j^0 = c_j^0 \dot{E}_j \quad (19)$$

As variáveis \dot{C}_j^0 ajudam na compreensão dos fluxos de custos relacionados ao combustível dentro do sistema. Para o k -ésimo componente de nosso sistema, considerando somente os custos relacionados ao combustível, assumindo que a taxa de custo da exergia perdida é zero e a definição de eficiência exergética, o balanço de custos para o k -ésimo componente resulta em:

$$c_{P,k}^0 = \frac{c_{C,k}^0}{\epsilon_k} \quad (20)$$

Como $\epsilon_k < 1$, esta equação mostra que, embora somente os custos relacionados ao combustível sejam considerados no k-ésimo componente, o custo médio por unidade de exergia de produto ($c_{p,k}^0$) é sempre maior que o custo médio por unidade de exergia de combustível. A taxa de custo da destruição de exergia no componente k, denotada por $\dot{C}_{D,k}^0$, é:

$$\dot{C}_{D,k}^0 = c_{C,k}^0 \dot{E}_{D,k} \quad (21)$$

O valor de $c_{C,k}^0$ é determinado pela destruição e perda de exergia em todos os componentes à montante interligados com o componente k, além do custo do combustível fornecido ao sistema total. A equação (21) mostra que a variável $c_{C,k}^0$ é uma medida da importância do custo de uma unidade de exergia destruída no k-ésimo componente quando os custos não relacionados ao combustível são ignorados. Desde que somente os custos relacionados com o combustível são considerados, $c_{C,k}^0$ é também uma medida da importância termodinâmica da destruição de exergia no k-ésimo componente. O valor de $\dot{C}_{D,k}^0$ é devido à destruição de exergia no componente k, mas também é afetado pelas variáveis que determinam $c_{C,k}^0$. Concordantemente, ao tentar melhorar o desempenho termodinâmico de um sistema, primeiramente devemos focalizar a nossa atenção sobre a operação eficiente dos componentes com maior valor de $c_{C,k}^0$.

Denotando o custo por unidade de exergia do combustível fornecido ao sistema total por $c_{C,Tot}$, podemos calcular as razões $c_{C,k}^0 / c_{C,Tot}$, $\dot{C}_j^0 / c_{C,Tot}$, as quais são independentes do custo do combustível fornecido ao sistema total. A variável adimensional $c_{C,k}^0 / c_{C,Tot}$ é maior ou igual à unidade e expressa quantas unidades de exergia devem ser fornecidas ao sistema total para prover ao k-ésimo componente uma unidade de exergia. A variável $\dot{C}_j^0 / c_{C,Tot}$ tem unidades de taxa de exergia e é conhecida como o *custo exergético* da corrente j. O balanço de custos (equação 18) mostra que, para cada componente, a soma dos custos exergéticos associados com as correntes que entram é igual à soma dos custos exergéticos associados com as correntes que saem. O *custo exergético unitário*, $c_j^0 / c_{C,Tot}$

mostra quantas unidades de exergia combustível devem ser fornecidas ao sistema total para gerar uma unidade de exergia associada com a j -ésima corrente.

3.4.2 Factor exergoeconômico

As fontes de custo de um componente podem se agrupar em duas categorias. A primeira consiste dos custos não relacionados à exergia (investimento de capital e despesas por operação e manutenção), enquanto que a segunda categoria consiste dos custos da exergia perdida e da exergia destruída. Ao avaliar o desempenho de um componente queremos conhecer a importância relativa de cada categoria. Isto é provido pelo *fator exergoeconômico*, f_k definido para o componente k por:

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{f,k}(\dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,k})} \quad (22)$$

A taxa de custo total que provoca o incremento do custo unitário, a partir do combustível até o produto, é dada pelo denominador da equação anterior. De acordo com isto, o fator exergoeconômico expressa a razão da contribuição dos custos não relativos à exergia em relação ao incremento total dos custos. Um baixo valor do fator exergoeconômico calculado para um componente maior, sugere que uma economia de custos no sistema global deveria ser atingida através de uma melhoria na eficiência do componente (reduzindo a destruição de exergia), mesmo que o investimento de capital deste componente seja incrementado. Por outra parte, um alto valor deste fator sugere uma diminuição do investimento de capital para esse componente a expensas da sua eficiência exérgica. Valores típicos do fator exergoeconômico dependem do tipo de componente. Por exemplo, esse valor é tipicamente menor que 55% para trocadores de calor, entre 35 e 75% para compressores e turbinas e acima de 70% para bombas.

3.5. O gás natural.

O gás natural consiste em uma mistura de gases inorgânicos e hidrocarbonetos saturados contendo principalmente metano, cuja composição qualitativa e quantitativa depende dos fatores envolvidos no processo de produção, coleta e escoamento do gás. É encontrado em rochas porosas no subsolo, freqüentemente acompanhado por petróleo.

Nos setores residencial, comercial e industrial o gás natural oferece uma infinidade de técnicas e processos de alto desempenho econômico e energético. Esse alto nível de desempenho é o resultado dos esforços dos construtores de equipamentos térmicos para tirar proveito das suas propriedades físico-químicas.

O uso do gás natural como combustível, em substituição a praticamente todos os demais combustíveis, é fruto das vantagens tanto econômicas quanto ambientais que o gás natural apresenta. Algumas delas são apresentadas a seguir (adaptado de Lora).

Teor de enxofre: para o mesmo conteúdo energético, o teor de enxofre do gás natural pode ser, conforme a origem, de 240 a 1000 vezes inferior ao do carvão e dos óleos pesados, e 200 a 300 vezes inferior ao do diesel. Essa qualidade permite o uso de trocadores de calor e de recuperadores, funcionando com grandes variações de temperatura, sem problemas de vida útil ou necessidade de uso de materiais específicos. Para as altas temperaturas de funcionamento dos fornos, a ausência de substâncias nocivas nos produtos da combustão facilita a escolha dos aços e ligas para a fabricação de recuperador, de queimadores, de condutos de circulação dos gases nos tubos radiantes e de outros componentes.

Combustão mais limpa: a limpeza da combustão do gás natural, que se traduz pelos baixos teores ou inexistência, nos produtos da combustão, de óxidos de enxofre, monóxido de carbono, óxido de nitrogênio e partículas, permite muitas aplicações nos processos de aquecimento direto, tais como:

- i) - Aquecimento direto dos líquidos a baixa temperatura, por aspersão ou imersão;
- ii) - Secagem e cocção de produtos alimentares ou agrícolas por contato direto com os produtos da combustão do gás natural;
- iii) - Enriquecimento em CO₂ da atmosfera das estufas agrícolas;
- iv) - Aquecimento direto do ar de locais industriais nas regiões frias.

O estado gasoso: o estado gasoso do gás natural permite uma ampla concepção de queimadores e flexibilidade de funcionamento, devido à extensa gama de potências, que vai de 30 W, para os menores queimadores, usados como pilotos, até faixas de 60 MW para os queimadores de alta potência, usados em caldeiras.

Alto rendimento da combustão: por apresentar temperatura de chama alta, combustão completa, ausência de radiação e gases de exaustão limpos, o gás natural é o combustível ideal para as turbinas a gás e ciclos combinados. Os rendimentos dessas turbinas são sensivelmente superiores aos das demais. Por outro lado, como os gases de combustão são isentos de óxidos de enxofre, o seu uso em recuperadores de calor permite um maior aproveitamento do calor, sem risco de corrosão dos componentes da caldeira por condensação.

Flexibilidade: o gás natural viabiliza a geração distribuída, tendo em vista que as termoelétricas a gás natural são modulares e mais compactas. Esse fator traz benefícios à implantação em regiões onde a disponibilidade de terreno é difícil, como nas áreas metropolitanas e centros urbanos. Esses locais não só impõem dificuldades ambientais, mas também empecilhos referentes à localização de terrenos adequados e disponíveis para instalação. Além disto, a flexibilidade do uso do gás natural é um elemento favorável para seu uso em sistemas de cogeração, permitindo adequar a carga da turbina em função das necessidades, sem problemas de abastecimento ou estocagem.

Ao longo do processo de produção, transporte e estocagem, é o combustível fóssil que menos polui o ambiente. Na fase de produção, os poços não ferem a paisagem, e as instalações de tratamento são de pequeno porte. Mesmo em caso de vazamento em áreas de produção submarina, o gás seco não polui o mar. Seu transporte, seja por gasoduto ou metaneiro, é discreto, limpo e seguro. Os gasodutos subterrâneos não interferem na paisagem ou nas culturas e os metaneiros são projetados de maneira a não provocar catástrofes ecológicas no mar. Os terminais de recepção de gás liquefeito, geralmente localizados em zonas portuárias ou industriais, longe das populações, não provocam impacto visual; seu funcionamento não gera fumaça, barulho, ou tráfego rodoviário. A estocagem do gás é geralmente subterrânea em cavidades naturais.

No Brasil, a utilização do gás natural teve início na década de 40, com as descobertas de óleo e gás na Bahia, mas somente na década de 60 o gás natural assume um papel importante de combustível auxiliar para eliminar a característica sazonal do sistema elétrico. Nas décadas 1980 e 1990 assistiu-se a grande transformação da geração termoelétrica mundial. Grandes centrais a gás natural começaram a ser construídas para a

operação na base, almejando adaptar o setor elétrico à regulação ambiental cada vez mais rigorosa.

Atualmente, além das novas descobertas de reservas, o Brasil vem tomando ações no sentido de viabilizar o aumento da oferta de gás natural, como a construção do Gasoduto Brasil-Bolívia, de maneira a garantir o abastecimento em todo o território nacional. Este fator colabora para que o insumo energético supracitado tenha uma gradual importância na matriz energética.

Como o sistema de fornecimento de gás natural comprimido é feito por meio de cilindros, não se tem a composição precisa do gás natural queimado na microplanta. Entretanto, foi utilizada nos cálculos a composição volumétrica média do gás natural lida no gasoduto pela empresa SCGAS. As Tabela B1 e Tabela B2 do apêndice “B” apresentam os valores para a composição e para propriedade do gás para o mês de Fevereiro de 2007.

4. Descrição da microplanta.

A microplanta de cogeração foi instalada na casa de máquinas do HU e consiste de um grupo gerador, um sistema de suprimento de gás natural e sistema de recuperação de calor para produção de água quente, conforme esquematizado na Figura 4.1. Para viabilizar a operação da microplanta foram instalados 520 m de cabos elétricos com capacidade para 100 A (4 cabos de 130 m), conectando o painel do grupo gerador aos painéis de rede de iluminação do HU, totalizando uma carga máxima de 80 kW. Atenção especial foi tomada com a contratação de mão de obra especializada para a limpeza da canalização subterrânea e conexão dos cabos aos painéis de iluminação. Por precaução, o grupo gerador não foi conectado ao barramento principal do HU.

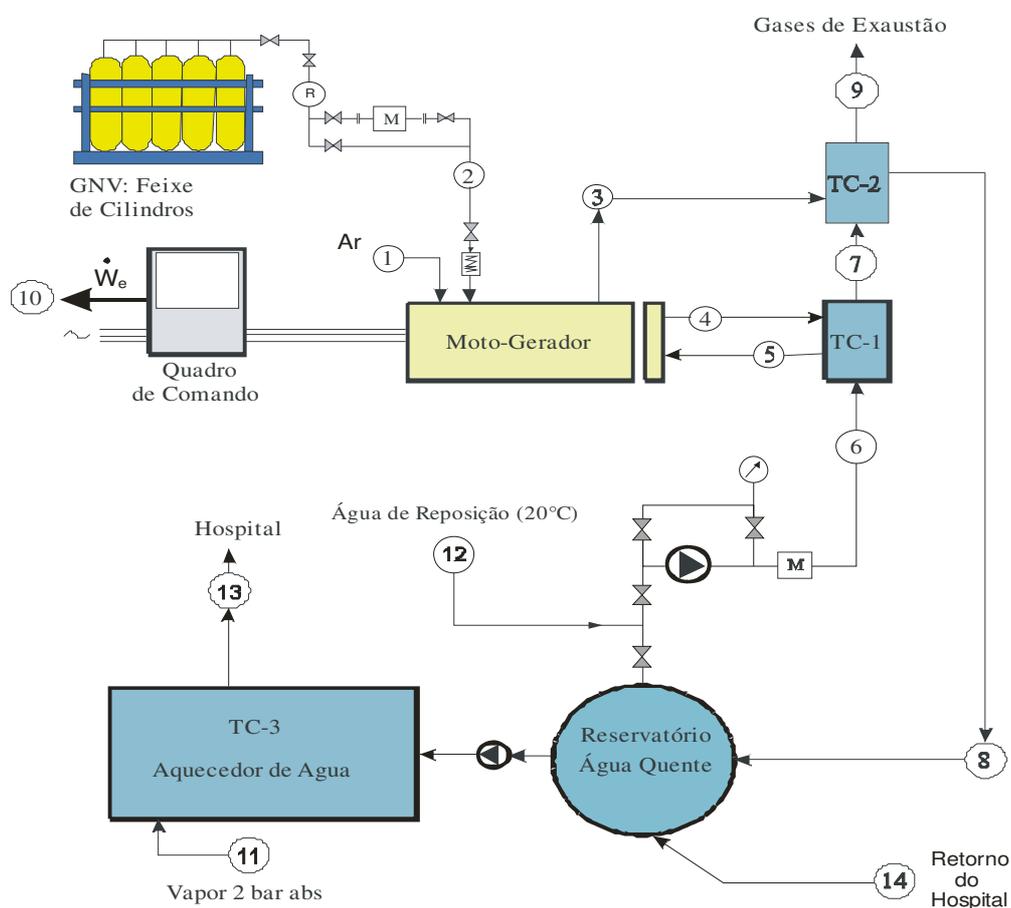


Figura 4.1. Configuração geral da planta de cogeração instalada no HU/UFSC.

Os fluxos correspondentes ao ar ambiente, gás natural, gases de exaustão, água de arrefecimento, água quente, energia elétrica e vapor são descritos na Tabela 4.1:

Tabela 4.1. – Fluxos correspondentes aos pontos identificados na figura 4.1.

Local	Descrição
1	Ar ambiente
2	Gás natural
3	Gases de descarga do motor
4	Saída da água de arrefecimento do motor
5	Entrada da água de arrefecimento ao motor
6	Entrada de água no primeiro trocador de calor
7	Água Pré-Aquecida no Primeiro Trocador de calor
8	Retorno de água quente para o reservatório
9	Gases de exaustão
10	Potencia elétrica
11	Entrada de vapor desde a caldeira para aquecimento da água
12	Água fria de reposição a 20 °C

4.1. Grupo gerador com motor de combustão interna.

A planta de cogeração dispõe de um moto-gerador a gás natural com capacidade nominal de 100 kVA (80 kWe), um painel com proteções elétricas e transferência em rampa da energia elétrica gerada, com a rede interna. A instalação é mostrada na fotografia da Figura 4.2 :



Figura 4.2. - Grupo moto-gerador a gás natural de 100 kVA (80 kWe) de potência em stand-by. Painel elétrico para monitoração da energia gerada.

As especificações técnicas do grupo moto-gerador fornecidas pelo fabricante são apresentadas na Tabela 4.2

Tabela 4.2. – Especificações técnicas do grupo moto-gerador.

Item	Valor
Potencia elétrica em plena carga kW	80
Eficiência (baseada no PCI do gás natural)	0,29
Consumo de gás natural Nm ³ /h	27,3
Consumo de ar Nm ³ /h	284
Temperatura dos gases de exaustão °C	556
Calor trocado pelo sistema de arrefecimento kW	80
Temperatura do líquido do sistema de arrefecimento °C	82

4.2. Sistema de fornecimento de gás natural.

A planta dispõe de uma central de gás natural engarrafado com capacidade de armazenamento de 225 Nm³, constituída de nove cilindros, provida de um sistema de redução de pressão controlado por sistema anti-congelamento. Na fotografia da Figura 4.3 é apresentado o módulo para o abastecimento dos cilindros com gás natural, e na fotografia da Figura 4.4 é mostrado o quadro de redução de pressão de 1,5 [bar] para 0,4 bar, sistema de segurança para gás natural, medição de consumo, alívio e bloqueio.



Figura 4.3. – Estrutura modular móvel com nove cilindros para armazenamento de 225 [Nm³] de gás natural a 200 bar de pressão nominal.



Figura 4.4. – Quadro de redução de pressão de 1,5 bar para 0,04 bar. Sistema de segurança para gás natural, medição, alívio e bloqueio.

4.3. Sistema de recuperação do calor rejeitado pelo motor.

O sistema de recuperação do calor rejeitado pelo motor está constituído basicamente de dois trocadores de calor, um deles voltado para a recuperação do calor residual dos gases de exaustão e outro para receber calor da água de arrefecimento do motor. Dispõe também de um reservatório de água quente, um medidor de fluxo de água, uma bomba de circulação, manômetro, tubulações e válvulas, segundo mostrado na Figura 4.5.



Trocador de calor #1 tipo casco e tubos para aquecer água de consumo no HU mediante água quente de arrefecimento do motor



Trocador de calor #2 tipo radiador para aquecer água de consumo no HU mediante gases quentes de escape do motor

Figura 4.5. – Trocadores de calor utilizados na recuperação do calor residual do grupo moto-gerador.

5. Modelo Termodinâmico e Análise Exergoeconômica.

5.1 Considerações preliminares.

No modelo termodinâmico as seguintes hipóteses foram consideradas:

1. - Regime permanente;
2. - Ar, gás natural e produtos da combustão como gases ideais;
3. - Variação nula de energia cinética e de energia potencial;
4. - O combustível é fornecido ao motor, na pressão requerida, mediante um regulador de pressão desde uma fonte a alta pressão;
5. - Combustão completa;
6. - Condições normais de pressão e temperatura:

$$T_{cn} = 273,15 \text{ K} \quad \text{e} \quad p_{cn} = 101,325 \text{ kPa}$$

7. - Condições de referência de pressão e temperatura:

$$T_0 = 298,15 \text{ K} \quad \text{e} \quad p_0 = 101,325 \text{ kPa}$$

8. - Considerando a hipótese do trocador de calor TC1 operar adiabaticamente, a vazão de água de arrefecimento do motor pode ser determinada mediante a aplicação de um balanço de energia ao volume de controle VC2, conforme definido a seguir.

O modelo consiste na resolução de um sistema de equações obtidas com base na Primeira Lei da Termodinâmica, Segunda Lei da Termodinâmica, exergia e taxas de custo associados às correntes de exergia. Considerando regime permanente e variação nula de energia cinética e potencial de qualquer natureza, o sistema de equações é aplicado a cada um dos volumes de controle considerados a seguir:

Em todas as equações, os subscritos “e” e “s” referem-se à entrada e saída, respectivamente.

i) Volume de Controle VC1; envolvendo o motogerador e uma parte das vizinhanças, de maneira tal que a temperatura na fronteira do volume de controle seja a mesma que a temperatura do ambiente (Figura 5.1a).

ii) Volume de Controle VC2; envolvendo o trocador de calor TC1 mais uma parte das vizinhanças, de maneira tal que a temperatura na fronteira do volume de controle seja a mesma temperatura ambiente (Figura 5.1b).

iii) **Volume de Controle VC3**; envolvendo o trocador de calor TC2 mais uma parte das vizinhanças, de maneira tal que a temperatura na fronteira do volume de controle seja a mesma temperatura ambiente (Figura 5.1c).

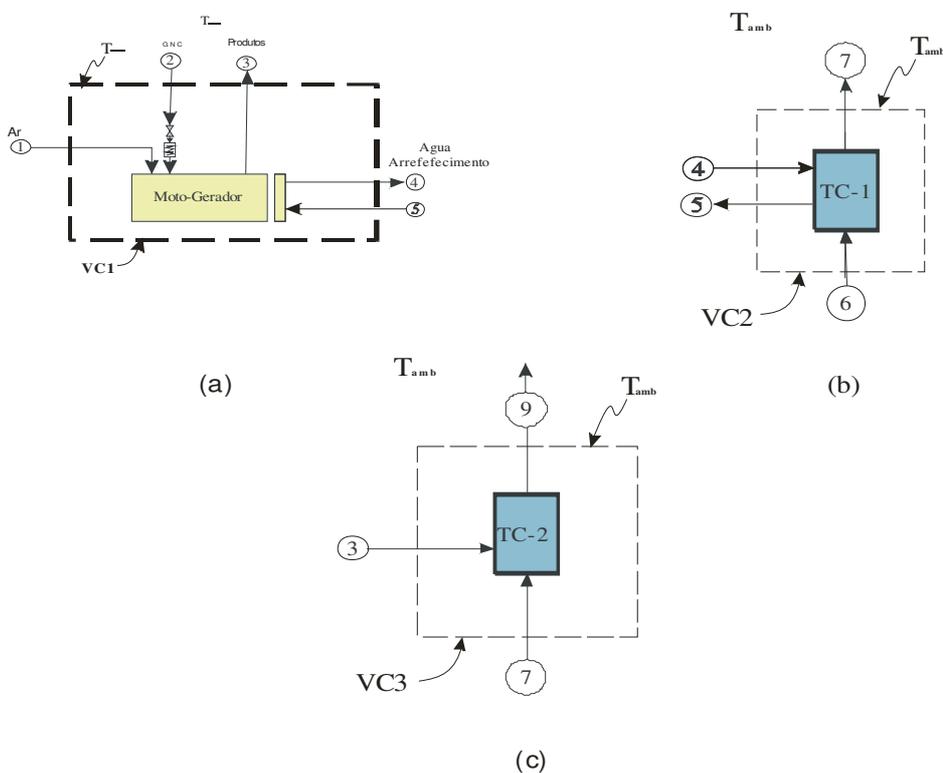


Figura 5.1. Volumes de controle considerados para análise termodinâmica da planta.

5.2 Formulação termodinâmica.

De acordo com a proposta inicial, o modelo termodinâmico foi desenvolvido para a condição de regime permanente. Considerando o princípio de conservação da massa tem-se:

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \quad (23)$$

Conservação da energia:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_s \dot{m}_s h_s - \sum_e \dot{m}_e h_e \quad (24)$$

e segunda lei da termodinâmica, expressa como balanço de exergia:

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e e_e - \sum_s \dot{m}_s e_s - \dot{E}_D = 0 \quad (25)$$

Do ponto de vista da primeira lei da termodinâmica, os seguintes parâmetros são calculados:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_2(\text{PCI}_{gn})} \quad (26)$$

$$\eta_g = \frac{\dot{W}_e + \dot{Q}_{ras}}{\dot{m}_2(\text{PCI}_{gn})} \quad (27)$$

$$\dot{Q}_{eas} = \dot{m}_4(h_4 - h_5) + \dot{m}_3(h_3 - h_9) \quad (28)$$

$$\dot{Q}_{ras} = \dot{m}_6(h_8 - h_6) \quad (29)$$

$$\eta_{tc} = \frac{\dot{Q}_{ras}}{\dot{Q}_{eas}} \quad (30)$$

onde η_e , η_g , \dot{Q}_{eas} , \dot{Q}_{ras} e η_{tc} representam o rendimento do grupo gerador, rendimento global do sistema de cogeração, calor entregue à água de serviço, calor recebido pela água de serviço e eficiência da troca de calor, respectivamente.

Do ponto de vista da segunda lei da termodinâmica, os seguintes parâmetros são calculados:

$$\epsilon_{el} = \frac{\dot{E}_{10}}{\dot{E}_2 + \dot{E}_1} \quad (31)$$

$$\epsilon_g = \frac{\dot{E}_{10} + (\dot{E}_8 - \dot{E}_6)}{\dot{E}_2 + \dot{E}_1} \quad (32)$$

$$\epsilon_{TC1} = \frac{\dot{E}_4 - \dot{E}_5}{\dot{E}_7 - \dot{E}_6} \quad (33)$$

$$\epsilon_{TC2} = \frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_9}{\dot{E}_8 - \dot{E}_7} \quad (34)$$

$$\dot{E}_{Dmg} = (\dot{E}_1 + \dot{E}_2 + \dot{E}_5) - (\dot{E}_3 + \dot{E}_4 + \dot{E}_{10}) \quad (35)$$

$$\dot{E}_{D,TC1} = (\dot{E}_4 + \dot{E}_6) - (\dot{E}_5 + \dot{E}_7) \quad (36)$$

$$\dot{E}_{D,TC2} = (\dot{E}_3 + \dot{E}_7) - (\dot{E}_9 + \dot{E}_8) \quad (37)$$

$$\dot{E}_{p,ex} = \dot{E}_9 \quad (38)$$

onde ϵ_{el} representa a eficiência exergética do grupo motogerador, ϵ_g a eficiência exergética global, ϵ_{TC1} a eficiência exergética do trocador de calor TC1, ϵ_{TC2} a eficiência exergética do trocador de calor TC2, \dot{E}_{Dmg} a exergia destruída no motogerador, $\dot{E}_{D,TC1}$ a exergia destruída no trocador de calor TC1, $\dot{E}_{D,TC2}$ a exergia destruída no trocador de calor TC2 e $\dot{E}_{p,ex}$ a perda de exergia com os gases de exaustão, respectivamente.

5.3 Exergoeconomia.

O modelo de análise exergoeconômica é conduzido considerando dois pontos de vista distintos:

- i) Sistema existente e, portanto, de acordo com a metodologia proposta por Tsatsaronis et al. (1996), somente os custos relacionados ao combustível são considerados (equação 18);
- ii) Sistema novo, sendo considerados os custos relativos ao investimento de capital além das despesas em operação e manutenção (equação 16).

O propósito da análise exergoeconômico é a determinação de um grupo de parâmetros que permitam a avaliação da planta do ponto de vista técnico-econômico,

possibilitando uma base para sua comparação com outros sistemas de cogeração. Além disso, o valor determinado para o fator exergoeconômico para os componentes da planta indica onde preferencialmente deve-se melhorar a eficiência exérgica para atingir uma redução do custo global de operação da planta.

A determinação do fator exergoeconômico (equação 22) faz sentido quando se efetua a análise que avalia o projeto de um sistema novo, já que na avaliação do desempenho de um sistema existente não são considerados os custos relativos a investimento de capital e despesas de operação e manutenção. Neste caso, somente o valor calculado para o moto-gerador tem algum significado. Dado que se tem considerado custo zero para as correntes de exergia provenientes da água de arrefecimento e dos gases de exaustão, o fator exergoeconômico para os trocadores de calor TC1 e TC2 é 1 o que indica que a perda e destruição de exergia nestes equipamentos não têm custo e não afetam o desempenho econômico da microplanta.

Considerações:

- a) A planta opera 3 horas por dia no horário de ponta e 250 dias por ano (somente dias úteis);
- b) O custo do ar entrando no motogerador assim como os custos da água de resfriamento e dos gases de exaustão, é zero;
- c) A água de serviço proveniente da rede local entra no trocador de calor TC1 a temperatura ambiente e, portanto, com exergia zero, isto é $\dot{E}_6 = 0$;
- d) Desde que o propósito do moto-gerador é a geração de potência, todos os custos associados com a compra e operação do motogerador devem ser carregados à potência.

5.3.1 Dados de entrada.

Os seguintes valores têm sido utilizados nos cálculos:

Vida útil da instalação: 15 anos;

Preço do óleo combustível: $PV_{OC} = 1,0407$ R\$/kg

PCI do óleo combustível: $PCI_{OC} = 40128$ kJ/kg

Rendimento da caldeira instalada no HU: $\eta_{cal} = 0,8$

Preço da energia elétrica em hora de ponta: $PV_{we} = 0,000325$ R\$/kJ

Preço do gás natural incluindo transporte: $PV_{GN} = 2,27 \text{ R\$/Nm}^3$

Preço do gás natural encanado, tarifa TG3, 40 m³/dia: $PV_{GNE} = 1,4116 \text{ R\$/Nm}^3$

Total anual de horas de operação: $TAH = 250 * 3 = 750 \text{ h}$

Contribuição anual de investimento de capital do motogerador: $CAIC_{mg} = 8105,4 \text{ R\$/ano}$

Custo anual em operação e manutenção do motogerador: $CAOM_{mg} = 1200 \text{ R\$/ano}$

Contribuição anual em investimento de capital do trocador de calor TC1:

$$CAIC_{TC1} = 375 \text{ R\$/ano}$$

Custo anual em operação e manutenção do trocador de calor TC1:

$$CAOM_{TC1} = 100 \text{ R\$/ano (valor estimado).}$$

Contribuição anual em investimento de capital do trocador de calor TC2:

$$CAIC_{TC2} = 375 \text{ R\$/ano}$$

Custo anual em operação e manutenção do trocador de calor TC2:

$$CAOM_{TC2} = 100 \text{ R\$/ano (valor estimado).}$$

Todos os valores monetários estão expressos em R\$ de Maio de 2008. Os seguintes parâmetros são calculados:

$$c_w^0 = c_{10}^0 = c_2^0 \frac{\dot{E}_2}{\dot{E}_{10}} \quad (39)$$

$$c_w = c_{10} = \frac{c_2 \dot{E}_2 + \dot{z}_{mg}}{\dot{E}_{10}} \quad (39a)$$

onde $c_2^0 = c_2 = PV_{GN} / PCI_{GN} \text{ R\$/kJ}$.

$$c_{as}^0 = c_8^0 = 0 \quad (40)$$

$$c_{as} = c_8 = \frac{\dot{Z}_{TC1} + \dot{Z}_{TC2}}{\dot{E}_8} \text{ R\$/kJ} \quad (40a)$$

$$\dot{S}_w^0 = (PV_{we} - c_w^0) \dot{E}_{10} \quad (41)$$

$$\dot{S}_w = (PV_{we} - c_w) \dot{E}_{10} \quad (41a)$$

$$\dot{S}_{aoc} = \frac{PV_{oc}}{0,97 \eta_{cal}} \frac{\dot{Q}_{ras}}{PCI_{oc}} \quad (42)$$

$$\dot{S}_{awe} = PV_{we} \dot{Q}_{ras} \quad (43)$$

$$EA_{w,oc}^0 = 3600(\dot{S}_w^0 + \dot{S}_{aoc})TAH \quad (44)$$

$$EA_{w,oc} = 3600(\dot{S}_w + \dot{S}_{aoc})TAH \quad (44a)$$

$$EA_w^0 = 3600(\dot{S}_w^0 + \dot{S}_{awe})TAH \quad (45)$$

$$EA_w = 3600(\dot{S}_w + \dot{S}_{awe})TAH \quad (45a)$$

onde c_w e c_{as} representam o custo de uma unidade de exergia da potência gerada e da água quente, respectivamente; \dot{S}_w , \dot{S}_{aoc} e \dot{S}_{awe} representam as taxas temporais de economia por conceito da energia gerada no horário de ponta, óleo combustível poupado no aquecimento de água e energia elétrica poupada no aquecimento da água de serviço respectivamente. Finalmente $EA_{w,oc}$ representa a economia anual obtida com a operação da planta no horário de ponta, por conceito de energia elétrica mais barata e óleo combustível poupado, e EA_w corresponde à economia anual por conceito de energia elétrica mais barata e energia elétrica poupada no aquecimento da água de serviço. O sobrescrito “0” indica que somente o custo relativo ao combustível é considerado.

5.4 Gas natural e ar de combustão.

O gás natural comprimido (GNC) utilizado como combustível na microplanta de cogeração é modelado como uma mistura de gases ideais. Para este trabalho foram considerados os valores médios das características do GNC a partir da composição volumétrica em condições normais de pressão e temperatura, conforme apresentado no Apêndice “B”, para o mês de Fevereiro de 2007. (SCGAS):

$$CH_4 : 88,69 \% ; \quad x_{CH_4} = 0,8869$$

$$C_2H_6 : 6,27\% ; \quad x_{C_2H_6} = 0,0627$$

$$C_3H_8 : 1,88\% ; \quad x_{C_3H_8} = 0,0188$$

$$C_4H_{10} : 0,94\% ; \quad x_{C_4H_{10}} = 0,0094$$

$$\begin{array}{ll} \text{CO}_2 : 1,45\% ; & x_{\text{CO}_2} = 0,0145 \\ \text{N}_{2\text{GN}} : 0,76\% ; & x_{\text{N}_{2\text{GN}}} = 0,0076 \\ \text{O}_2 : 0,01\% ; & x_{\text{O}_{2\text{GN}}} = 0,0001 \end{array}$$

Poder calorífico inferior: $\text{PCI}_{\text{GN}} = 36.130 \text{ kJ/Nm}^3$

Massa específica relativa ao ar: $\text{DR} = 0,6363$

Com base na composição molar, o PCI é determinado a partir das entalpias de formação, considerando a figura 5.2, onde os reagentes entram a T_0 , p_0 e os produtos saem a T_0 , p_0 em estado gasoso e a transferência de calor ocorre apenas na temperatura T_0 . Admitindo que não existam irreversibilidades, o calor liberado pela combustão é chamado *entalpia de combustão*, \bar{h}_{RP} , e o **Poder Calorífico Inferior** é um número positivo igual ao módulo da entalpia de combustão para a reação:

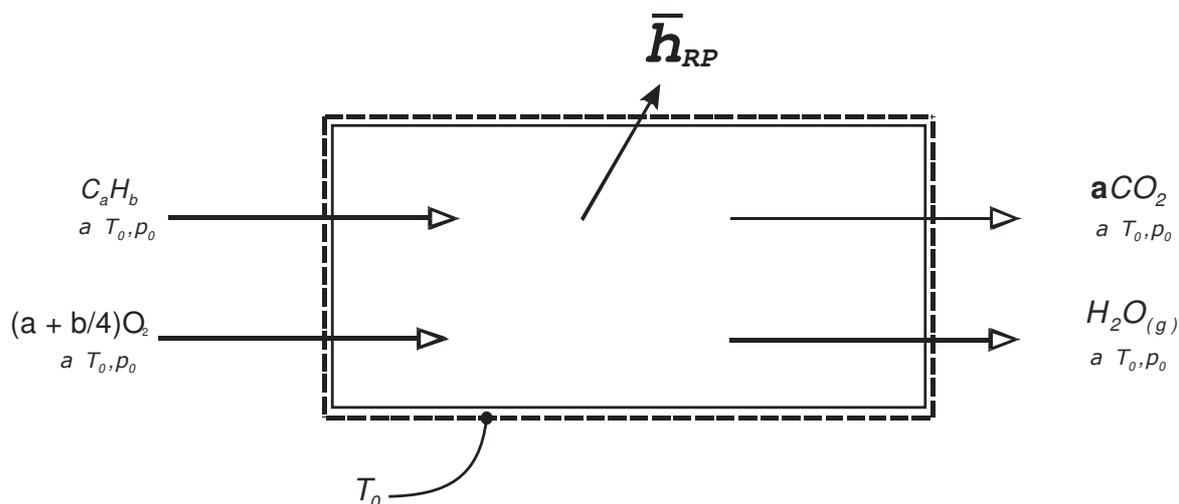
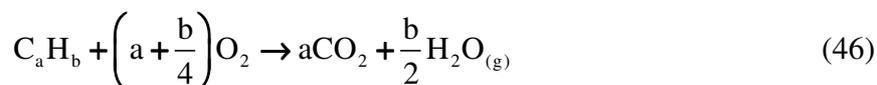


Figura 5.2. Reator utilizado para ilustrar a determinação do PCI de um hidrocarboneto gasoso.

Considerando a entalpia de formação dos elementos estáveis definida sendo zero nas condições de referência, a seguinte expressão é utilizada para determinar o PCI do hidrocarboneto:

$$\overline{\text{PCI}}_{\text{C}_a\text{H}_b} = -\bar{h}_{\text{RP}_{\text{C}_a\text{H}_b}} = \bar{h}_{\text{f,C}_a\text{H}_b} - \left(a\bar{h}_{\text{f,CO}_2} + \frac{b}{2}\bar{h}_{\text{f,H}_2\text{O}_{(\text{g})}} \right) \quad (47)$$

onde \bar{h}_f representa a entalpia de formação. Assim, o $\overline{\text{PCI}}$ do gás natural fica determinado pelo aporte à mistura de cada um dos hidrocarbonetos presentes nele:

$$\overline{\text{PCI}}_{\text{GNC}} = x_{\text{CH}_4} \text{PCI}_{\text{CH}_4} + x_{\text{C}_2\text{H}_6} \text{PCI}_{\text{C}_2\text{H}_6} + x_{\text{C}_3\text{H}_8} \text{PCI}_{\text{C}_3\text{H}_8} + x_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \text{PCI}_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \quad (48)$$

Utilizando o software EES (Engineering Equation Solves), o valor determinado para o gás natural nas condições normais foi $\text{PCI}_{\text{GN}} = 38.569 \text{ kJ/Nm}^3$. Este valor difere em aproximadamente 6,7% do valor experimental entregue pela SCGAS. A massa específica relativa determinada analiticamente é de $\text{DR}_{\text{GNC}_{\text{cn}}} = 0,6333$. No Apêndice “C” é apresentado o programa em EES utilizado para a determinação analítica do poder calorífico inferior e a massa específica relativa do gás natural fornecido por SCGAS.

As diferenças encontradas no PCI e na densidade relativa (ou massa específica relativa) do gás natural entre os valores calculados e valores determinados em laboratório e informados pela SCGAS são atribuídas a incertezas diversas e ao fato que na sua determinação analítica foram considerados hidrocarbonetos de ligação simples (-ano, exemplo: metano, etano, propano, butano). Na realidade, se tem a existência, em pequenas quantidades, de hidrocarbonetos com ligações duplas ou triplas tais como eteno (C_2H_4), acetileno (C_2H_2), propileno (C_3H_6), etc. O anterior se traduz em um menor valor do poder calorífico pelo fato de existirem menor quantidade de átomos de hidrogênio e uma massa específica mais alta pelo fato de se ter moléculas mais compactas.

Neste trabalho, optou-se por utilizar os valores do poder calorífico e densidade relativa informados pela concessionária local, correspondendo a $\text{PCI}=36130 \text{ kJ/Nm}^3$ e $\text{DR}_{\text{GNC}_{\text{cn}}} = 0,6363$, para condições normais de pressão e temperatura (SCGAS, 2008).

O ar ambiente é modelado como uma mistura de gases ideais, considerando uma umidade relativa média anual de 90% para o local onde se encontra a microplanta de cogeração, de acordo com informação disponível para a cidade de Florianópolis (Goulart

et al. 1998). Com isto, a composição molar do ar de combustão considerado neste trabalho é:

$$N_{2_{Ar}} : 77,6\% ; \quad x_{N_{2_{Ar}}} = 0,7760$$

$$O_{2_{Ar}} : 20,63\% ; \quad x_{O_{2_{Ar}}} = 0,2063$$

$$H_2O_{Ar} : 1,77\% ; \quad x_{H_2O_{Ar}} = 0,0177$$

A planta não dispõe de um medidor de ar de combustão. Como alternativa para contornar a ausência deste medidor, para este trabalho adotou-se um valor médio equivalente a 2% de excesso de ar, valor este encontrado nos testes realizados em bancada experimental existente no Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos, LabCET. Os testes foram realizados em moto-gerador similar, fornecido pelo mesmo fabricante, mas com potência menor, equivalente a 30 kW. A medição de vazão de ar foi realizada com o auxílio de um micromanômetro e bocal instalado à montante do motor (Bazzo et al, 2005).

6. Instrumentação e Procedimentos Experimentais.

A planta de cogeração foi montada de modo a viabilizar a leitura e o armazenamento de dados requeridos para análise termodinâmica do sistema. Além do medidor da carga elétrica entregue ao barramento de iluminação, os seguintes instrumentos foram instalados:

- i) - Um medidor volumétrico para o consumo de gás natural em m^3 .
- ii) - Um medidor volumétrico para a medição da quantidade de água aquecida para os serviços do hospital (água de serviço).
- iii) - Um manômetro para a medição da pressão com que o gás natural entra no motogerador.
- iv) - Um manômetro para a medição da pressão da água de serviço com possibilidade de ler tanto a pressão na sucção como no recalque da bomba reforçadora de água de serviço.
- v) - Nove termopares tipo “J” instalados nos pontos 1 ao 9 segundo o diagrama da figura 4.1.
- vi) - Uma unidade para a aquisição de dados (data logger) dos termopares marca Agilent, modelo 34970A.
- vii) - Um computador Laptop para a armazenagem, manuseio e análise dos dados entregados pelo data logger.

Os testes foram realizados operando o equipamento durante o horário de ponta, entre 18:30 e 21:30 hrs, de segunda a sexta-feira, no período compreendido entre 10/03/2008 e 29/04/2008. Durante os ensaios, o seguinte procedimento foi considerado:

- i) – Preparação da microplanta com instalação e ligação dos termopares ao sistema de aquisição de dados e conexão do motogerador ao painel de iluminação do HU;
- ii) – Preparação do sistema de abastecimento de gás natural e de recuperação de calor para operação no modo cogeração com água quente;
- iii) – Operação do motogerador em paridade elétrica, de acordo com a carga de iluminação do HU;
- iv) - Leitura direta, a intervalos de tempo ajustáveis de um a três minutos, dos dados relacionados com a energia elétrica gerada, vazão de gás natural, vazão de água quente para os serviços do hospital universitário, pressão do gás natural que entra no motogerador e pressão da água da rede pública aquecida nos trocadores de calor (água de serviço). Leitura das temperaturas a intervalos de 5 segundos, correspondentes aos termopares instalados desde o ponto 1 até o ponto 9 e armazenados em computador.

7. Resultados.

Todas as propriedades termodinâmicas assim como também os cálculos requeridos nas análises termodinâmicas e exergoeconômica foram feitos com o auxílio do software EES para cada um dos regimes de carga em que o sistema de cogeração foi ensaiado. No apêndice “D” se apresenta o programa em EES utilizado com esses propósitos que, a modo de exemplo, se apresenta para uma carga elétrica de 59,15 kW.

7.1. Resultados da análise de primeira lei.

Na tabela 7.1 são apresentados os resultados obtidos ao aplicar a primeira lei da termodinâmica nos volumes de controle da figura 5.1 para o intervalo de geração entre 59 kW e 34 kW. No apêndice “E” se apresenta a Tabela E1 com os dados de entalpia e vazão volumétrica obtidos com o EES para todos os pontos de operação testados da microplanta de cogeração. A potência média de geração no horário de ponta é de 39,43 kW o que representa aproximadamente um 50% de capacidade instalada da microplanta de cogeração.

O índice de aproveitamento da energia contida no combustível é entre 176 e 132% maior que aquele obtido com o motor gerador operando em ciclo simples. O maior valor se obteve para o mais baixo nível de geração elétrica e o menor valor corresponde a uma maior geração de energia elétrica.

Tabela 7.1. Resultados da análise de primeira lei da termodinâmica. W_e : Potência elétrica, \dot{Q}_{ras} : Calor recebido pela água de serviço, η_e : Rendimento térmico do grupo moto gerador, e η_g : Rendimento térmico global do sistema de cogeração.

Potencia Gerada [kW]	Calor recebido pela água [kW]	Calor entregue à água [kW]	Eficiência Térmica da troca de calor [%]	Rendimento do Grupo Motogerador [%]	Rendimento Global do Sistema de Cogeração [%]
33,67	59,27	72,67	81,56	20,85	57,56
34,00	59,87	73,60	81,35	20,52	56,66
34,21	60,43	73,04	82,74	20,68	57,20
34,53	61,26	75,56	81,07	20,40	56,59
35,00	60,68	74,86	81,06	20,66	56,47
35,28	61,26	75,43	81,21	20,88	57,13
35,75	61,75	76,14	81,10	21,05	57,41
35,90	61,21	76,03	80,51	20,75	56,13
36,14	61,19	74,88	81,72	21,41	57,66
36,50	63,01	77,43	81,38	21,25	57,93
37,20	63,22	76,81	82,31	21,50	58,04
37,40	61,79	76,45	80,82	21,53	57,09
37,95	62,95	74,06	85,00	22,03	58,58
38,15	63,44	77,38	81,99	22,14	58,94
38,60	64,71	79,31	81,59	22,00	58,87
39,20	65,35	78,65	83,09	22,26	59,37
39,43	63,49	78,54	80,84	22,51	58,75
39,71	66,41	80,82	82,17	22,39	59,85
40,15	64,41	79,19	81,34	22,46	58,50
40,29	65,20	79,03	82,50	23,35	61,14
40,67	69,04	81,35	84,87	23,56	63,55
41,44	65,26	80,21	81,36	22,99	59,21
41,75	65,05	79,47	81,85	23,07	59,03
42,58	67,07	81,61	82,18	23,70	61,04
42,78	70,82	83,12	85,20	23,60	62,68
43,26	67,47	81,88	82,40	24,04	61,53
43,53	66,99	81,60	82,10	24,27	61,62
43,73	67,22	82,14	81,84	23,92	60,68
44,41	67,05	81,18	82,59	24,13	60,57
45,95	69,24	84,16	82,27	24,85	62,30
47,08	68,94	83,19	82,87	25,56	63,00
47,85	73,17	86,72	84,38	25,54	64,59
59,15	78,24	94,54	82,76	28,23	65,56

No gráfico da Fig. 7.1. se mostra como a variação do calor recebido e entregue á água de serviço acompanha a variação da potencia elétrica gerada pelo motogerador no intervalo de operação em que os testes foram efetuados. Observa se uma diferencia constante de aproximadamente 15 kW entre o calor entregue e o calor recebido pela água de serviço. Isto fica refletido na curva superior do gráfico da Fig. 7.2. onde se mostra que a eficiência térmica da transferência de calor é praticamente constante no intervalo de funcionamento do sistema de cogeração. Aprecia se que tanto o rendimento do grupo motogerador como o rendimento global do sistema de cogeração aumentam com o aumento da potencia gerada. Isto é concordante com a característica de funcionamento dos motores de combustão interna que, atingem o seu maior rendimento quando operam na sua potencia nominal.

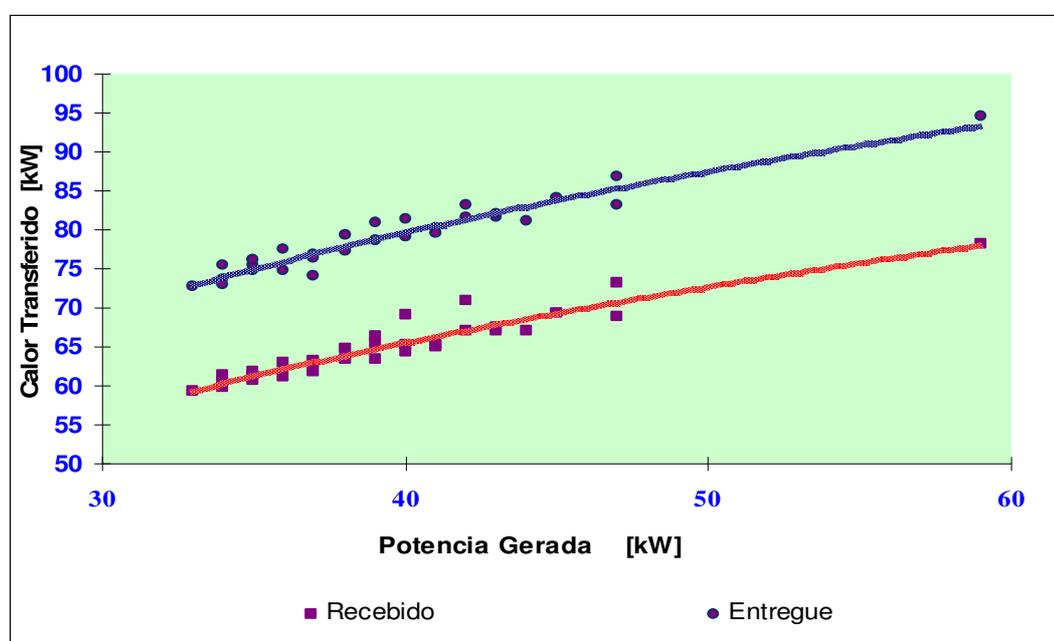


Figura 7.1. Calor recebido pela água de serviço.

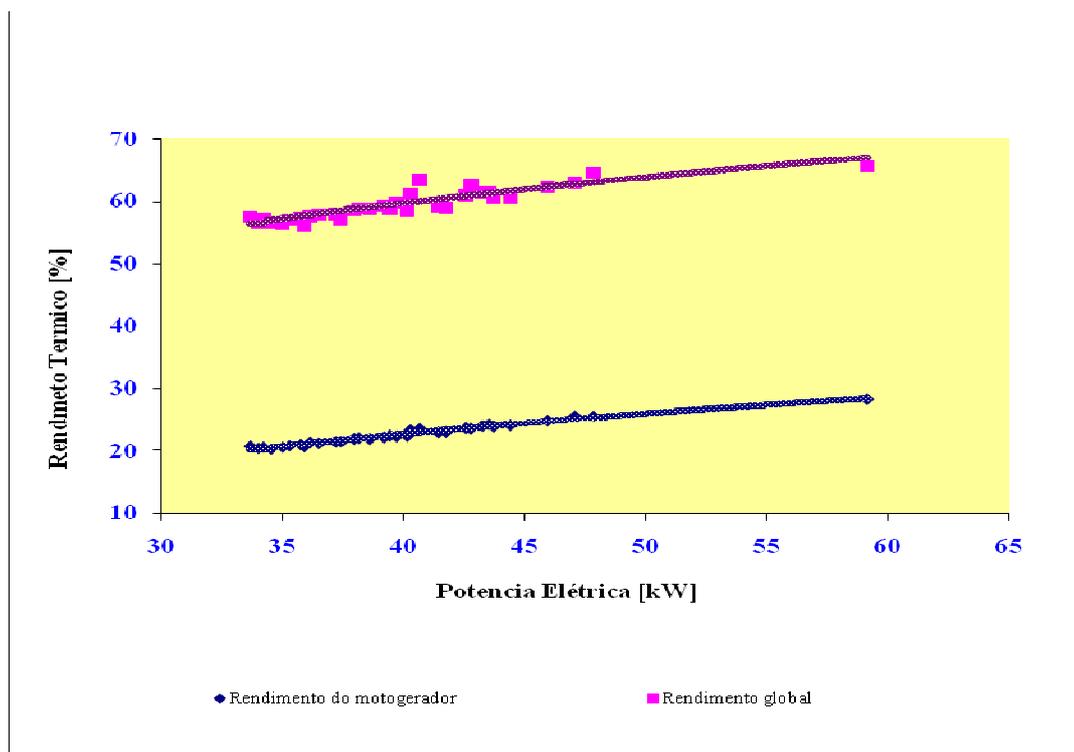


Figura 7.2. Rendimento térmico do grupo motogerador e do sistema global.

A Fig. 7.3. apresenta um diagrama de Sankey para a microplanta de cogeração operando a 59,15 kW com uma temperatura ambiente de 22,5 °C e uma umidade relativa do ar de 90%.

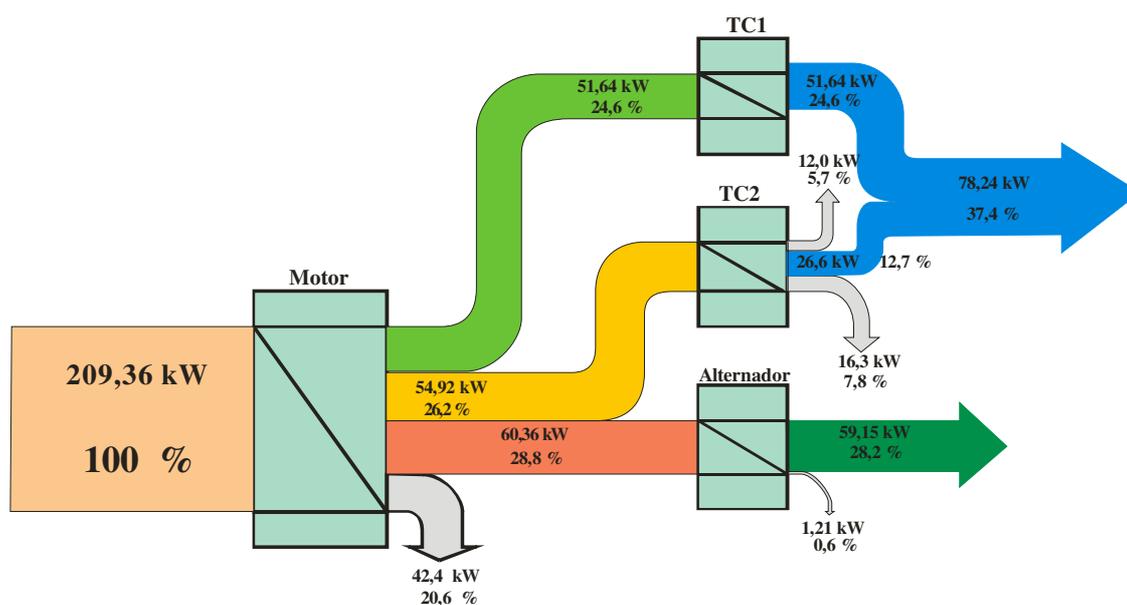


Figura 7.3. Diagrama de distribuição da energia entregue ao sistema de cogeração, para o ponto de funcionamento com 59,15 kW de potência elétrica.

7.2. Resultados da análise de segunda lei.

Na Tabela E2 do Apêndice “E” são apresentados os valores de entropia e, na Tabela E3 as taxas de exergia do fluido nos pontos 1 à 9 em kW segundo o esquema da Fig. 4.1, para todas as cargas em que o sistema foi testado. Nos pontos 1,2,3 e 9 as propriedades são determinadas considerando o fluido como sendo uma mistura de gases ideais.

Na Tabela 7.2. se apresentam os resultados obtidos da aplicação do balanço de exergias nos volumes de controle definidos anteriormente na Fig. 5.1. A figura 7.4 apresenta um esquema com a distribuição de exergias para o funcionamento do micro sistema em regime estacionário gerando uma potência elétrica de 59,15 kW.

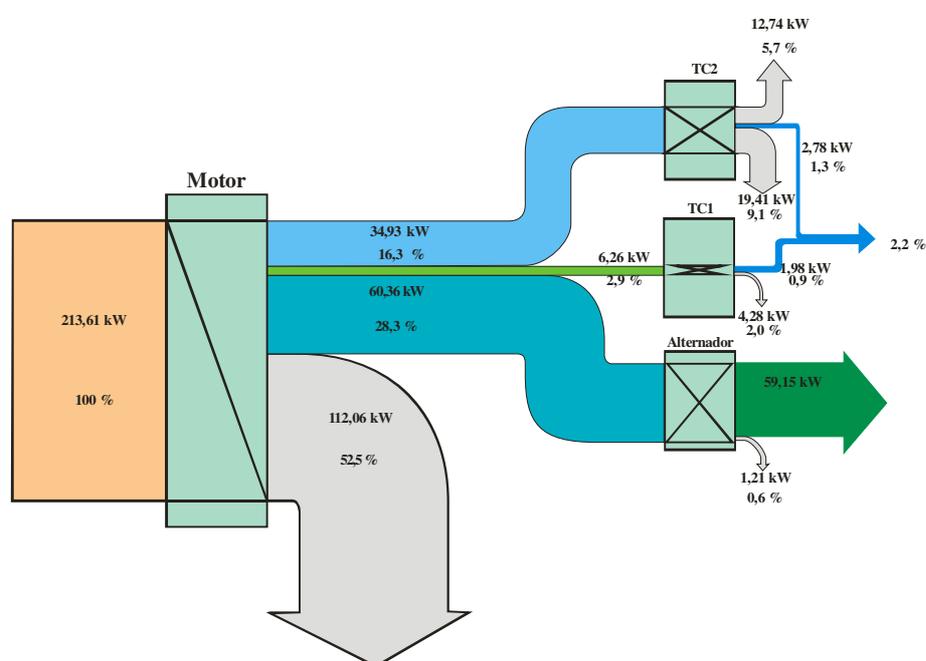


Figura 7.4. Esquema do balanço de exergia para funcionamento com potência de 59,15 kW em regime estacionário.

Tabela 7.2. Resultados da análise de segunda lei ao sistema de cogeração para todas as cargas testadas.

Potencia Gerada [kW]	Eficiência Exergética Motogerador [%]	Eficiência Exergética Global [%]	Eficiência Exergética TC1 [%]	Eficiência Exergética TC2 [%]	Exergia Destruída Motogerador [kW]	Exergia destruída TC1 [kW]	Exergia Destruída TC2 [kW]	Exergia Perdida Gases [kW]
33,67	20,85	22,46	26,18	9,44	102,70	3,33	13,60	8,72
34,00	20,52	22,11	25,93	9,44	105,91	3,34	14,04	8,97
34,21	20,67	22,32	25,49	10,27	105,85	3,44	13,45	8,98
34,53	20,40	21,75	22,00	8,16	108,53	3,50	14,65	9,04
35,00	20,65	22,25	26,11	9,47	107,99	3,37	14,46	9,19
35,28	20,87	22,23	22,03	8,19	107,58	3,50	14,58	9,03
35,75	21,05	22,41	21,99	8,15	107,67	3,55	14,74	9,09
35,90	20,75	22,16	23,73	8,39	110,22	3,38	15,12	9,27
36,14	21,41	23,06	26,04	9,97	106,42	3,51	13,99	9,20
36,50	21,25	22,72	24,47	8,52	108,34	3,51	14,96	9,25
37,20	21,50	23,26	30,02	9,84	108,45	3,28	14,95	9,43
37,40	21,52	23,07	24,90	9,32	109,28	3,53	14,72	9,48
37,95	22,03	23,66	25,50	10,92	108,88	3,59	12,90	9,43
38,15	22,13	23,58	23,12	8,60	107,04	3,58	15,09	9,32
38,60	21,99	23,52	25,17	8,75	109,02	3,57	15,47	9,52
39,20	22,26	23,79	24,08	9,02	108,62	3,53	15,86	9,58
39,43	22,50	23,99	25,29	8,52	108,47	3,55	15,08	9,44
39,71	22,39	24,01	26,38	9,10	109,20	3,63	15,66	9,68
40,15	22,46	23,95	23,60	8,92	110,42	3,67	15,52	9,78
40,29	23,35	24,83	21,97	9,00	104,72	3,76	15,17	9,36
40,67	23,56	24,68	14,73	7,33	104,43	4,00	15,79	9,13
41,44	22,99	24,50	24,68	8,69	109,96	3,60	16,14	9,83
41,75	23,07	24,55	24,08	8,74	110,29	3,51	16,35	9,85
42,58	23,70	25,28	24,73	8,99	107,92	3,76	16,15	9,86
42,78	23,60	25,28	25,20	9,78	108,98	3,81	16,20	9,93
43,26	24,04	25,51	21,22	8,84	107,52	4,02	16,14	9,82
43,53	24,27	25,75	22,35	8,70	106,76	3,86	16,15	9,85
43,73	23,91	25,49	25,17	8,93	109,35	3,71	16,62	10,08
44,41	24,13	25,69	25,03	9,13	110,11	3,62	16,47	10,10
45,95	24,85	26,49	25,55	9,20	108,42	3,85	16,95	10,27
47,08	25,56	26,98	20,73	8,47	106,84	3,89	17,14	10,15
47,85	25,54	26,96	19,95	8,56	108,43	4,15	17,53	10,33
59,15	28,22	30,49	31,67	12,51	113,26	4,28	19,41	12,74

Os gráficos das figuras 7.5 e figura 7.6 mostram as tendências apresentadas nas eficiências exergeticas e na destruição de exergetia com a potência gerada pelo microsistema de cogeração.

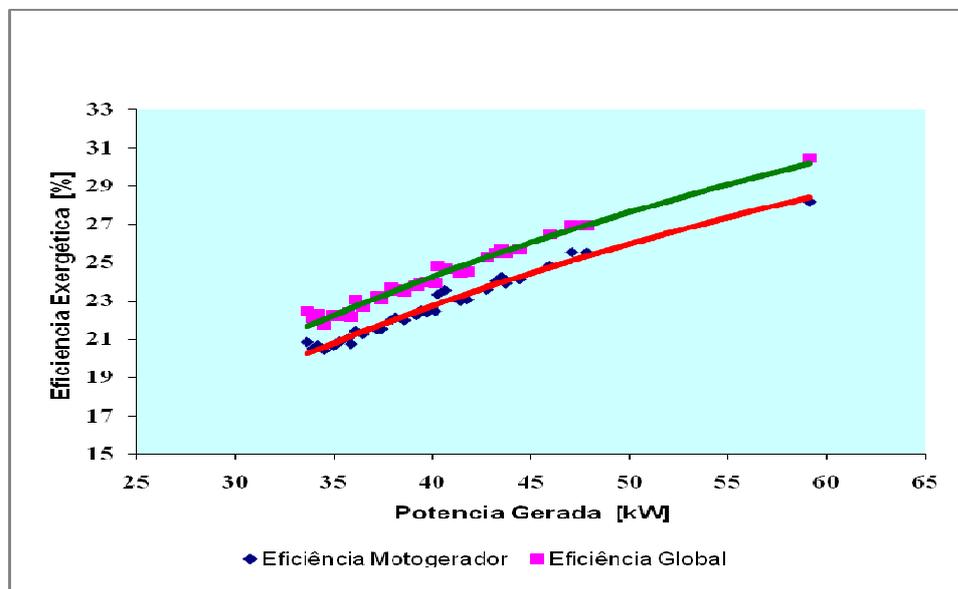


Figura 7.5. Tendências da eficiência exergetica do moto gerador e eficiência exergetica global com a potência gerada .

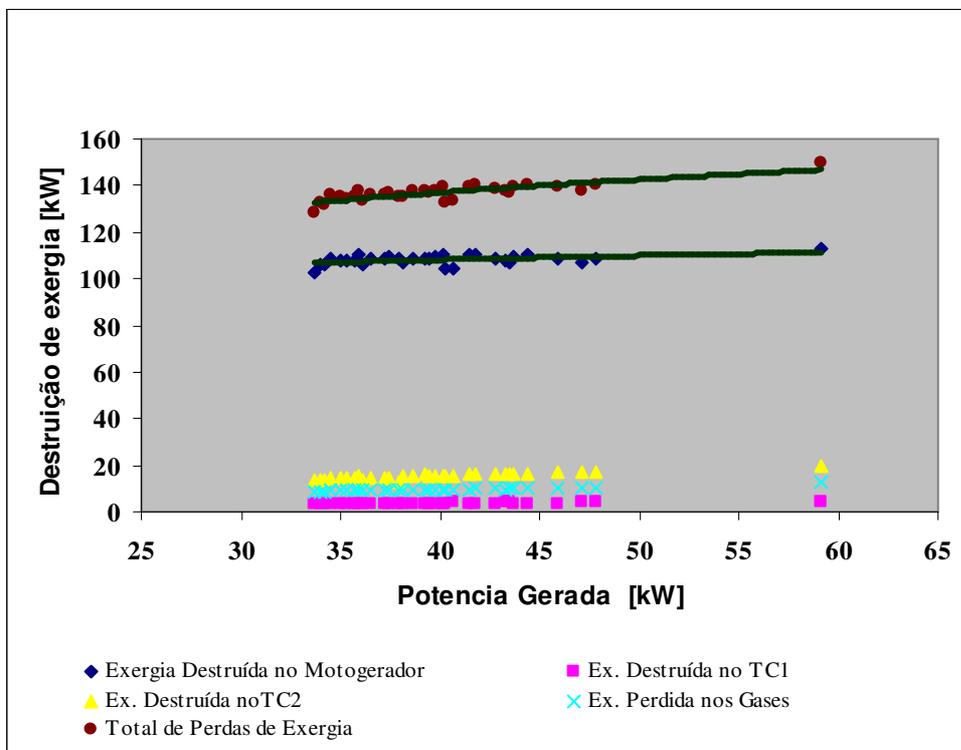


Figura 7.6. Destruição e perda de exergetia.

7.3. Resultados da análise exergoeconômica.

7.3.1. Avaliação de um sistema existente.

A tabela 7.3 apresenta os resultados desta abordagem para os níveis de geração testada. No gráfico da Figura 7.7 mostra-se o total da economia anual por conceito de poupança de energia elétrica para iluminação e óleo combustível para o aquecimento da água de serviço ($EA_{w_e,oc}^0$). E também se apresenta a economia anual por conceito de poupança de energia elétrica para iluminação e aquecimento da água de serviço no horário de ponta ($EA_{w_e}^0$). Tudo o anterior sem levar em consideração os custos relativos á investimento de capital e despesas devido à operação e manutenção.

. Tabela 7.3. Resultados da análise exergoeconômico considerando a avaliação de um sistema existente

Potencia Gerada [kW]	C_{10}^0 [R\$/kJ]	\dot{S}_w^0 [R\$/s]	\dot{S}_{aoc}^0 [R\$/s]	\dot{S}_{awe}^0 [R\$/s]	$EA_{w,oc}^0$ [R\$/ano]	EA_w^0 [R\$/ano]
33,67	0,0003013	0,0007979	0,001981	0,01926	7503,03	54156,33
34,00	0,0003062	0,0006391	0,002001	0,01946	7128,27	54267,57
34,53	0,0003080	0,0005857	0,002047	0,01991	7108,29	55338,39
35,00	0,0003042	0,0007278	0,002028	0,01972	7440,66	55209,06
35,28	0,0003010	0,0008473	0,002047	0,01991	7814,61	56044,71
35,75	0,0002985	0,0009478	0,002064	0,02007	8131,86	56748,06
35,90	0,0003028	0,0007976	0,002046	0,01989	7677,72	55856,52
36,14	0,0002935	0,0011400	0,002045	0,01989	8599,5	56781,00
36,50	0,0002957	0,0010690	0,002106	0,02048	8572,50	58182,30
37,20	0,0002922	0,0012190	0,002113	0,02055	8996,40	58776,30
37,40	0,0002919	0,0012380	0,002065	0,02008	8918,10	57558,60
37,95	0,0002852	0,0015110	0,002104	0,02046	9760,50	59321,70
38,15	0,0002839	0,0015690	0,002120	0,02062	9960,30	59910,30
38,60	0,0002857	0,0015180	0,002163	0,02103	9938,70	60879,60
39,20	0,0002823	0,0016750	0,002184	0,02124	10419,30	61870,50
39,43	0,0002792	0,0018070	0,002122	0,02063	10608,30	60579,90
39,71	0,0002806	0,0017640	0,002219	0,02158	10754,10	63028,80
40,15	0,0002797	0,0018180	0,002152	0,02093	10719,00	61419,60
40,29	0,0002691	0,0022530	0,002179	0,02119	11966,40	63296,10
40,67	0,0002667	0,0023710	0,002307	0,02244	12630,60	66989,70
41,44	0,0002733	0,0021440	0,002181	0,02121	11677,50	63055,80
41,75	0,0002723	0,0022000	0,002174	0,02114	11809,80	63018,00
42,58	0,0002651	0,0025510	0,002241	0,02180	12938,40	65747,70
42,78	0,0002662	0,0025160	0,002367	0,02302	13184,10	68947,20
43,26	0,0002614	0,0027530	0,002255	0,02193	13521,60	66644,10
43,53	0,0002589	0,0028780	0,002239	0,02177	13815,90	66549,60
43,73	0,0002627	0,0027230	0,002246	0,02184	13416,30	66320,10
44,41	0,0002604	0,0028700	0,002241	0,02179	13799,70	66582,00
45,95	0,0002528	0,0033160	0,002314	0,02250	15201,00	69703,20
47,08	0,0002458	0,0037290	0,002304	0,02241	16289,10	70575,30
47,85	0,0002460	0,0037790	0,002445	0,02378	16804,80	74409,30
59,15	0,0002226	0,0060560	0,002615	0,02543	23411,70	85012,20

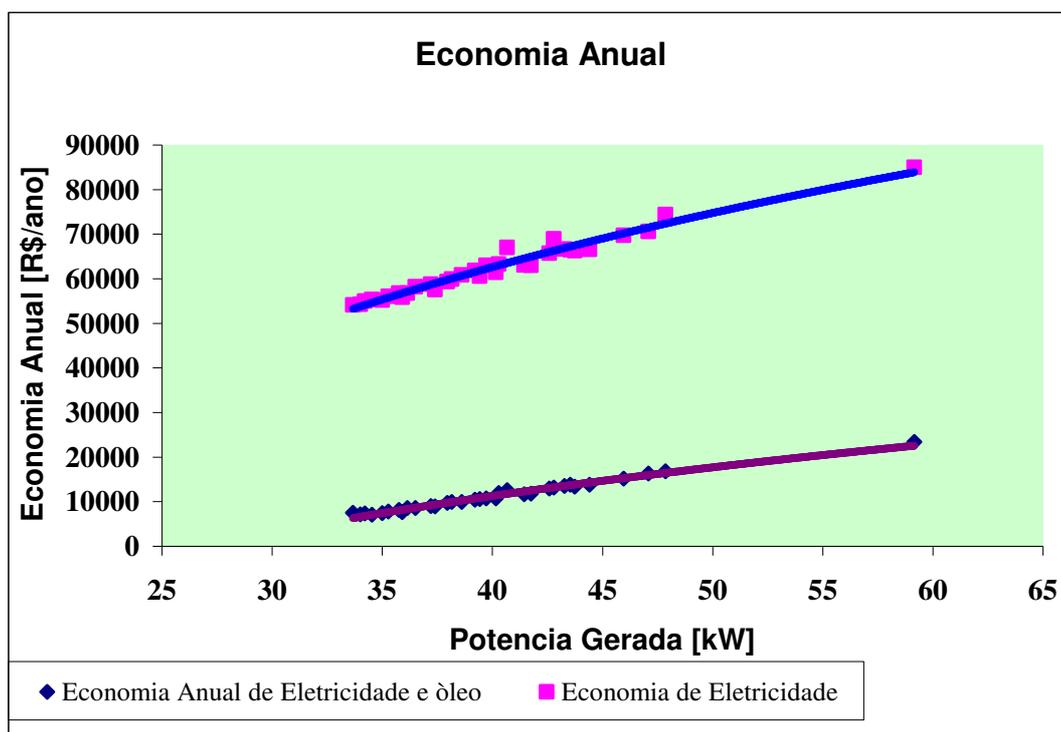


Figura 7.7. Economia anual ao utilizar o sistema nas horas de ponta sem considerar o investimento de capital nem as despesas em operação e manutenção no balanço de custos.

Se considerarmos fornecimento de gás encanado com tarifa TG3 e consumo mínimo de 40 [m³/dia], para esta abordagem obtemos os seguintes valores de economia anual para uma geração média de 39,43 kW no horário de ponta:

$$EA_{w,oc}^0 = 21846 \quad \text{R\$/ano}$$

$$EA_w^0 = 71829 \quad \text{R\$/ano}$$

7.3.2. Avaliação de projeto de uma planta nova.

Com esta abordagem o balanço de custos toma a forma da equação (17) e sua aplicação nos volumes de controle da figura 5.1 entrega os resultados apresentados na tabela 7.4 para o intervalo de geração testado. Esses resultados são apresentados no gráfico da figura 7.8.

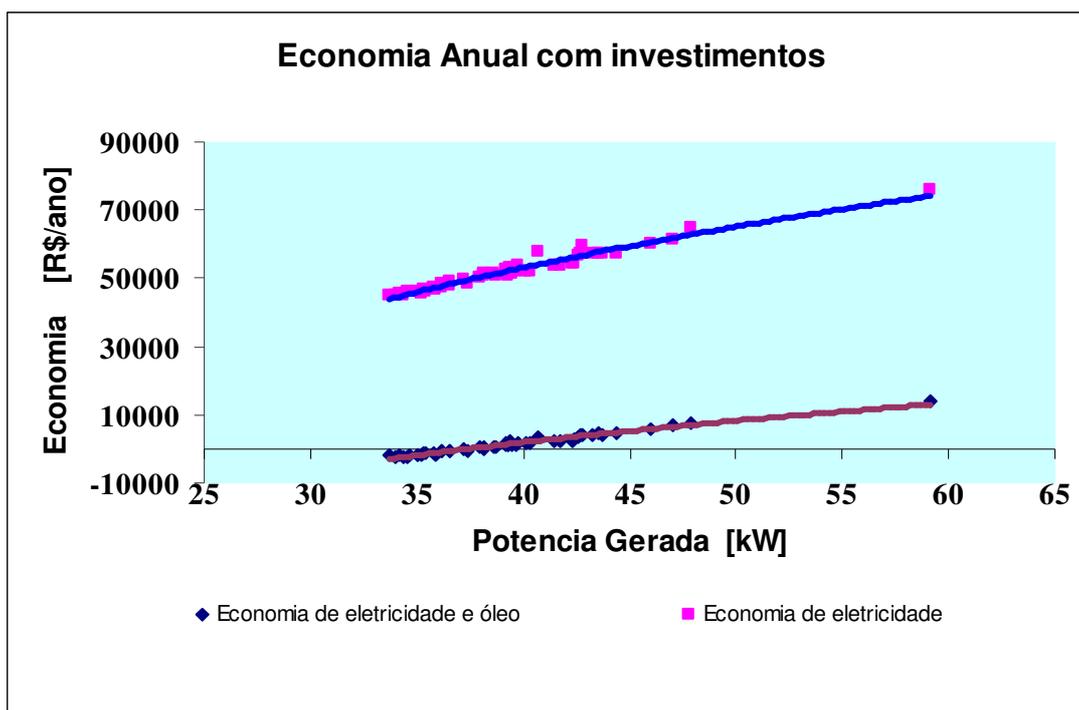


Figura 7.8. Economia anual em R\$ ao utilizar o sistema nas horas de ponta e tomando em consideração os custos relativos ao investimento de capital e as despesas de operação e manutenção.

Tabela 7.4. Resultados da análise exergoeconômico considerando a avaliação de um projeto novo.

Potência Gerada [kW]	C_w [R\$/kJ]	\dot{S}_w [R\$/s]	\dot{S}_{aoc} [R\$/s]	\dot{S}_{awe} [R\$/s]	$EA_{w,oc}$ [R\$/ano]	EA_w [R\$/ano]
33,67	0,0004037	-0,002649	0,001981	0,01926	-1803,6	44849,7
34,00	0,004076	-0,002807	0,002001	0,01946	-2176,2	44963,1
34,53	0,0004078	-0,002861	0,002047	0,01991	-2197,8	46032,3
35,00	0,0004027	-0,002719	0,002028	0,01972	-1865,7	45902,7
35,28	0,0003987	-0,002599	0,002047	0,01991	-1490,4	46739,7
35,75	0,0003949	-0,002499	0,002064	0,02007	-1174,5	47441,7
36,14	0,0003888	-0,002307	0,002045	0,01989	-707,4	47474,1
36,50	0,0003901	-0,002377	0,002106	0,02048	-731,7	48878,1
37,20	0,0003849	-0,002227	0,002113	0,02055	-307,8	49472,1
37,40	0,0003840	-0,002208	0,002065	0,02008	-386,1	48254,4
37,95	0,0003760	-0,001935	0,002104	0,02046	456,3	50017,5
38,15	0,0003742	-0,001877	0,002120	0,02062	656,1	50606,1
38,60	0,0003749	-0,001928	0,002163	0,02103	634,5	51575,4
39,20	0,0003702	-0,001771	0,002184	0,02124	1115,1	52566,3
39,43	0,0003666	-0,001640	0,002122	0,02063	1301,4	51273,0
39,71	0,0003674	-0,001682	0,002219	0,02158	1449,9	53724,6
40,15	0,0003656	-0,001629	0,002152	0,02093	1412,1	52112,7
40,29	0,0003595	-0,001390	0,002112	0,02054	1949,4	51705,0
40,67	0,0003514	-0,001076	0,002307	0,02244	3323,7	57682,8
41,44	0,0003564	-0,001302	0,002181	0,02121	2373,3	53751,6
41,75	0,0003549	-0,001247	0,002174	0,02114	2502,9	53711,1
42,58	0,0003460	-0,000895	0,002241	0,02180	3633,1	56442,4
42,78	0,0003468	-0,000931	0,002367	0,02302	3878,3	59641,4
43,26	0,0003410	-0,000694	0,002255	0,02193	4215,2	57337,7
43,53	0,0003381	-0,000568	0,002239	0,02177	4510,6	57244,3
43,73	0,0003415	-0,000723	0,002246	0,02184	4111,6	57015,4
44,41	0,0003380	-0,000576	0,002241	0,02179	4495,5	57277,8
45,95	0,0003278	-0,000131	0,002314	0,02250	5894,4	60396,6
47,08	0,0003190	0,000283	0,002304	0,02241	6984,4	61270,6
47,85	0,0003181	0,000332	0,002445	0,02378	7498,4	65102,9
59,15	0,0002809	0,002610	0,002615	0,02543	14107,5	75708,0

Ao considerar fornecimento de gás encanado com tarifa TG3 e consumo mínimo de 40 m³/dia, e considerando a contribuição do investimento de capital e os custos de operação e manutenção na análise, obtém-se os seguintes valores de economia anual para uma geração média de 39,43 kW no horário de ponta:

$$EA_{w,oc} = 12541 \text{ R\$/ano}$$

$$EA_w = 62524 \text{ R\$/ano}$$

8.0. Conclusões.

O desenvolvimento de uma planta de cogeração compacta com geração de energia elétrica e produção de água quente para os serviços do hospital universitário foi apresentado neste trabalho. Durante os testes de funcionamento e durante todos os ensaios realizados não foram registrados problemas de operação. Em termos gerais foi possível concluir:

- i) O índice de aproveitamento da energia primária para a microplanta de cogeração estudada é da ordem de 60 %, quando operando numa potência média da ordem de 40 kW.
- ii) Ganho da ordem de 140 % no aproveitamento da energia contida no combustível em relação ao aproveitamento, se for utilizada somente para gerar energia elétrica.
- iii) O aumento da potência elétrica acarreta um aumento na temperatura dos gases de exaustão e, conseqüentemente da água quente. Além disto, se observa um aumento no rendimento do moto-gerador. Isto último é concordante com as projeções teóricas acerca do comportamento para esse tipo de equipamento, que estão projetados para atingir o seu máximo rendimento sob condições em torno da máxima potência.
- iv) Na instalação existente, e segundo se mostra na fig. 4.5, não existe isolamento nas paredes externas do trocador de calor TC2 com o ambiente, assim como na tubulação que conduz os gases de combustão. Isto provoca uma indesejável perda de calor da ordem de 8% da energia fornecida ao sistema, com uma sensível diminuição da eficiência na troca de calor, e no sistema global.
- v) A baixa eficiência exergética observada no moto-gerador (29% para máxima potência) é concordante com motores de combustão interna de alta rotação, produto das irreversibilidades que surgem no processo de combustão. Aproximadamente 55% da exergia fornecida ao sistema é destruída no motor de combustão interna.
- vi) Uma outra significativa parcela da exergia fornecida ao sistema é perdida e/ou destruída no processo de troca de calor. Isto é produto das significativas diferenças de temperaturas entre o fluído quente e frio. Assim, considerando uma geração de potência elétrica média de 40 kW, observa-se uma destruição

de exergia de 2,3% no trocador de calor TC1 onde a média logarítmica das diferenças de temperatura é:

$$\Delta TLM_{TC1} = \frac{\Delta T2_{TC1} - \Delta T1_{TC1}}{\ln(\Delta T2_{TC1} / \Delta T1_{TC1})} = 17,9 \quad K \quad (53)$$

Onde $\Delta T2$ é a diferença de temperaturas entre a entrada e saída do fluido quente que entrega calor e $\Delta T1$ a diferença de temperaturas entre a entrada e saída do fluido frio que recebe calor. Entretanto, a destruição de exergia no trocador de calor TC2 é de 9% em relação à exergia fornecida ao sistema onde a média logarítmica da diferença de temperaturas ascende a 110,1 K. Com um apropriado isolamento térmico deste trocador melhorar-se-ia significativamente a sua eficiência exergética.

- vii) A exergia perdida nos gases de exaustão é da ordem do 5% em relação à exergia fornecida ao sistema. Essa situação é devido às temperaturas em torno de 100 °C com que os gases são despejados a fim de evitar condensação corrosiva na tubulação.
- viii) Da análise exergoeconômica considerando a avaliação de um sistema existente, se observa que o custo da energia elétrica gerada no horário de ponta é sempre inferior ao custo da eletricidade fornecida pela concessionária local (CELESC). Essa diferença fica ainda maior na medida em que aumentam os níveis na potência gerada. Isto apesar do importe adicional no preço do gás natural por conceito de transporte desde o posto de abastecimento. Somado ao anterior tem-se também uma economia pelo óleo combustível evitado no aquecimento da água de serviço. Assim, para uma geração média de potência de 40 kW têm-se uma economia anual de R\$ 10.600,00. Entretanto, se o fornecimento de gás natural ocorresse “in situ”, a economia anual seria de R\$ 22.000,00. No caso de se considerar que o aquecimento da água seja feito mediante a utilização de aquecedores elétricos, têm-se uma economia anual de R\$ 60.600,00. Essa economia seria aumentada para R\$ 72.000,00 por ano no caso de se ter abastecimento de gás encanado. Essas cifras seriam dobradas se considerarmos que a potência elétrica média gerada seja de 80 kW.

- ix) Na avaliação exergoeconômica, ao considerar a microplanta como sendo o projeto de um sistema novo, o cenário fica menos atrativo, e ainda mais, no caso em que o abastecimento de gás natural seja feito mediante o transporte do feixe de cilindros até o posto de abastecimento. Neste caso, a economia anual por conceito de geração de energia elétrica, somado ao óleo combustível evitado no aquecimento da água, é apenas de R\$1.300,00. No caso de se ter aquecimento da água mediante a utilização de aquecedores elétricos, a economia anual produzida pelo funcionamento da microplanta de cogeração no horário de ponta, aumenta para R\$ 51.300,00. Entretanto, se o abastecimento de gás natural fosse feito no local, essas economias anuais aumentariam a R\$ 12.500,00 e R\$ 62.500,00 respectivamente. Tudo o anterior considerando uma geração média de potência de 40 kW.
- x) Visando produção de água gelada, observamos que a utilização da água de serviço aquecida não satisfaz os requerimentos mínimos para sua utilização em uma máquina de absorção. Isto devido ao fato que a máxima temperatura aceita pelo controle para a água de refrigeração do motor é de 82 °C, portanto para manter a temperatura por baixo desse nível, a água de serviço que deixa o trocador de calor TC1 não pode atingir uma temperatura superior a 75 °C com vazão da ordem dos 2 m³/h. Assim, na saída do trocador de calor TC2, a temperatura da água de serviço não ultrapassa os 85 °C. Não obstante o anterior, a produção de frio é possível mediante a utilização, em circuito independente, da energia contida nos gases de exaustão, utilizando uma configuração semelhante à utilizada por Berndsen (2007) e apresentado na figura 8.1. Essa taxa de energia é da ordem de 36 kW para um nível médio de geração de potência de 40 kW e com níveis de temperatura de 530 °C na entrada e 100 °C na descarga.

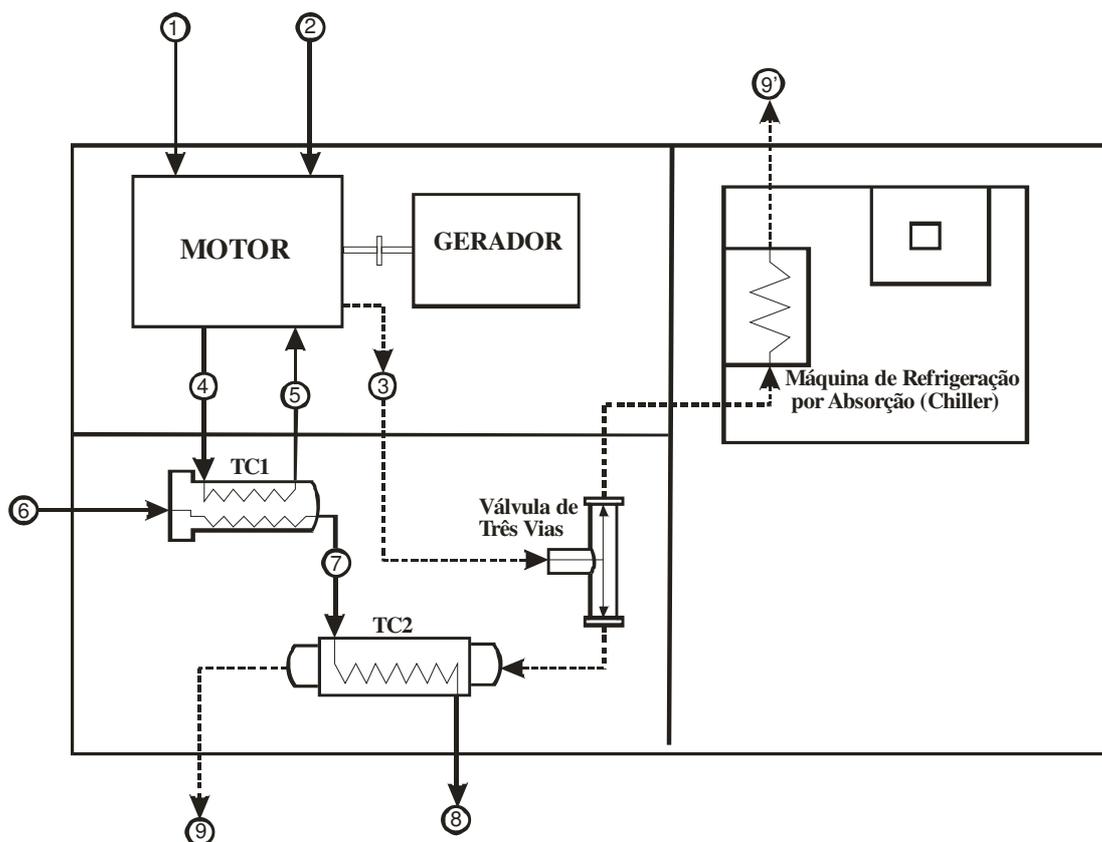


Figura 8.1. Configuração proposta visando a produção de frio mediante o aproveitamento da energia térmica dos gases de exaustão.

A energia obtida a partir dos gases de exaustão é suficiente para o funcionamento contínuo de uma máquina de refrigeração por absorção de 5,0 TR (Toneladas de Refrigeração) visando a produção de água gelada a 5 °C ou gelo a -5 °C. Tudo isto considerando um Coeficiente de Desempenho (COP) da ordem de 0,5 para a máquina de absorção. Um exemplo de máquina de refrigeração por absorção que poderia ser utilizada para a geração de frio é apresentado no apêndice “F”.

Referencias bibliográficas.

AFME, **La cogeneration dans le secteur tertiaire en France – Perspectives de développement**, Paris, 1990.

AIE/OCDE, **prévision de coûts de l'électricité par des centrales mises en service in 1995**, Paris, 1990.

ALLEN, H. C., **História de los Estados Unidos de America**, Buenos Aires: Paidós, 1982.

AZEVEDO, G de J., 2006, **A Cogeração e sua Inserção ao Sistema Elétrico**, Dissertação de Mestrado, Engenharia Mecânica, UnB, Brasília, Distrito Federal, Brasil, 157p

BAJAY, S. W., WALTER, A. C. S., **Geração descentralizada de energia elétrica**, Campinas – SP: Anais do I Simpósio brasileiro sobre cogeração de energia na indústria, UNICAMP, 1989.

BALESTIERI, J. **Cogeração, geração combinada de eletricidade e calor**. Florianópolis: Ed. UFSC, 2002, p. 279.

BASALLA, G, **The evolution of technology**, Cambridge University Press, Cambridge, 1988.

BEJAN, A.; TSATSARONIS, G; MORAN, M. **Thermal Design and Optimization**. John Wiley & Sons, Inc. 1996.

BEN - **Balanco Energético Nacional**. Brasil: Ministério de Minas e Energia. 2008 (Ano-Base 2007).

BERNSEN J.C, J.V.C VARGAS, E. DILAY, F.G DIAS , J.C ORDONEZ, PARISE, J. A. R.; CAMPOS, M. C.; V.D MACIEL, L.R.C.G OÇOSKI., **Experimental Development of a trigenerador system for simultaneous production of Heat, Electricity, and Cold** , Curitiba, 2006. CIT06-0786 BIEZMA et al. (2006).

BIEZMA M. V., SAN CRISTOBAL JR., **Investment criteria for the selection of cogeneration plants - a state of the art review**. Applied Thermal Engineering, 26:583-8; 2006.

BINDON, F. J. L., **Parallel operation of generating plant within a public electricity supply network**, Power engineering journal, London, January, 1992.

BRANDÃO, P., **Risco de déficit, perspectiva em andamento de obras**, São Paulo Energia, N° 54, Julho, 1989.

BRASIL ENERGIA, Principais **Gasodutos Brasileiros: Integrações na América do Sul**, Rio de Janeiro: Editor Brasil Energia Ltda., Número 228, Novembro, 1999.

CARDONA, E., PIACENTINO A., **A new approach to exergoeconomic analysis and design of variable demand energy systems**, Energy 31, 490 - 515; 2006.

ÇENGEL and BOLES. **Thermodynamics: an Engineering Approach**. 4th ed. McGraw Hill 2002.

DEANE, P., **The first industrial revolution**, Londres: Cambridge University Press, 1965.

DERRY, T. K., WLLIAMS, T. L., **Historia de la Tecnologia desde 1750 hasta 1900**. volumes I e II, Madrid, España: Siglo veituno de españa editores S.A., 1980.

DISDIER, A. R., **El mercado potencial de la cogeneración en la industria española**, cogeneración 88 – Jornadas Técnicas – Ponencias, Madrid, 1989.

DNDE/MME, Rio de Janeiro: Instituto de Energia da UFRJ/Eletróbrás, 1996.

DUNSHEAT, P., **A history of electrical Power industry**, Londres: Faber and Faber, 1962.

GOULART, V.; LAMBERTS, R.; FIRMINO, S. **Dados Climáticos de 14 Cidades Brasileiras**. 1° Ed. São Paulo: RPA Editorial Ltda. 1998.

- GROSAMAN, Z. P., CASSEDY, E. S., **Introduction to energy: resources, technology and society**, New York: Cambridge University Press, 1993.
- HENNESSEY, R. A. S., **The electric revolution**, Oriel Press, New-castle upon Tyne, 1972.
- HENRY, H. W. et al., **Energy management: theory na practice**, Marcel Dekker, Inc., New York, 1980.
- HINTON, LORD, **Heavy current electricity in the kingdom: history and development and**, Oxford: Pergamon, 1979.
- HU, S. D., **Cogeneration**, Virginia, E.U.: Reston Publishing Company Inc., 1985.
- INESTENE, **La developpement de la cogénération en Europe**, Paris, 1990.
- KILON, I., **The evolution of the heat engine**, London: Logman, 1972.
- KONG X.Q., WANG R.Z., WU J.Y., HUANG X.H., Huangfu Y., Wu D.W., Xu Y.X. **Experimental Investigation of a Micro-Combined Cooling, Heating and Power System Driven by a Gas Engine**. Int. J. of Refrigeration; 28: 977-987. 2005.
- KOTAS, Tadeusz. J. **The exergy method of thermal plant analysis**. Krieger, Malabar. 1995, 328 p.
- KOVACIK, J. M., **Cogeneration applications considerations**, New York, USA: General Electric, Gás Turbine Reference Library, 1982.
- LEITE, R. C., **Pró-álcool: a única alternativa par o futuro**, Campinas – SP: Editora da Unicamp, 1990.
- LORA, E. E. S; NASCIMENTO, M. A. R. do. **Geração Termelétrica – Planejamento, projeto e operação. Vol 2. Editora Interciencia**. Rio de Janeiro, 2004.

LIN L., WANG Y., AL-SHEMMERI T., RUXTON T., TURNER S., ZENG S., HUANG J., HE Y., HUANG X. **An Experimental Investigation of a Household Size Trigeneration.** Applied Thermal Engineering; 27: 576-585, 2007.

LI H., FU L., GENG K., JIANG Y. **Energy Utilization Evaluation of CCHP Systems.** Energy and Buildings; 38: 253-257, 2006.

MACEDO, I. C., **Perspectiva da cogeração nas usinas de açúcar e álcool,** Anais do I Simpósio Brasileiro sobre cogeração de energia na indústria, UNICAMP, 1989.

MARTIN, J. M., **A economia mundial da energia,** São Paulo: Editora UNESP, 1992.

MATELLI, J.; FRANCISCO, R. W.; BAZZO, E. **Simulação de um Sistema de Cogeração em Pequena Escala Aplicado no Hospital Universitário da UFSC.** In: ENCIT 2004 - 10º Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering; Braz. Soc. of Mechanical Sciences and Engineering - ABCM, Rio de Janeiro, Novembro/2004.

MATELLI, J. **Estudo teórico e experimental de sistemas compactos de cogeração: moto-gerador – ETESCC2.** Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos – LabCET/EMC/UFSC. Junho 2005.

MATELLI J.A., RÜCKER, C. P. R., BAZZO E.; **A Cogeneration System Applied to the UFSC University Hospital: An Exergetic, Economic and Environmental Analysis,** Proceedings of the ECOS 2002 - 15th International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Vol II, pp. 941-948, Berlin, July/2002.

MESNY, M., **Motores de Combustão Interna,** Buenos Aires – Argentina: Libreria y Editorial Alsina, 1958.

MEUNIER, F. **Co- and tri-geration contribution to climate change control.** Applied Thermal Engineering. V. 22, p. 703-718, 2002.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA – DNAEE, **Aquisição de energia elétrica excedente de autoprodutores – Aspectos legais e institucionais,** Brasília: M.M.E. 1987.

- MONTOUX, P., **La revolución industrial em el siglo XVII**, Madrid - Espanha, Editora Avilar, 1962.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 4ª edição Rio de Janeiro: LTC Editora, 2002.
- NOVA A. C. B., **Energia e classes sociais no Brasil**, São Paulo: Edições Loyola, 1985.
- OBERT, E. F., **Motores de Combustão Interna**, Porto Alegre: Editora Globo, 1990.
- ORLANDO, J. A. **Cogeneration System Guide**. ASHRAE, 1996, Atlanta, EUA.
- ORLANDO, J. A., **Cogeneration Planner's handbook, Indian Trail**, E. U.: The Fairmont Press, 1991.
- ORLANDO, A. J., **Hospital cogeneration on the rise to cut electricity and steam costs, Cogeneration**, pp34-36, Washington, E. U.: Pequot Publishing, March/April, 1987.
- PALMER, S., **The impact of the gás turbine on the design of major surface warships**, London: Journal of the Institution of Naval Architects, 1973.
- POSSIDENTE R., ROSELLI C., SASSO M., SIBILIO S. **Experimental Analysis of Micro-Cogeneration Units Based on Reciprocating Internal Combustion Engine**. Energy and Buildings 2006; 38: 1417, 1422, 2006.
- PULLIAM, E. R., **The Califórnia experience**, Anais do I Simpósio Brasileiro Sobre Cogeração de Energia Elétrica na Indústria, Campinas – SP: UNICAMP, 1989.
- RADANNE, P., PUISEUX, L., **L' Énergie dans l' économie**, Paris: Syros, 1989.
- REEVE, S. G., et al., **Power generation in the UK**, London: apply energy, vol39, Elsevier Science Publisher Ltd, 1991
- RÉMOND, R, **Introdução à história do nosso tempo, Século XIX**, São Paulo, Editora Cultrix, 1974.
- REIS, J. A.; SILVEIRA, J. L., **Análise Termodinâmica de Um Sistema Compacto de Cogeração Nacional: Motor de Combustão Interna Associado a Unidade de**

Refrigeração por Absorção. In: XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica COBEM'2001, 2001, Uberlândia. CR-ROM do XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica. Uberlândia: UFU, v. 1. p. 292-299, 2001.

REIS, J. A.; SILVEIRA, J. L.; RETO, ALONSO B. A. **Sistema Compacto de Cogeração Brasileiro: Integração de Motores Alternativos de Combustão Interna com los Frigoríficos de Absorção.** In: Power-Gen in Latin America'2002, 2002, Monterrey. CD-ROM of Power-Gen in Latin America'2002 Conference Proceedings, v. 1. p. 1-11, 2002.

RIOUX, J.P., **A revolução industrial de 1780 - 1880**, São Paulo: Livraria Pioneira Editora, 1971.

SCGÁS – Companhia de Gás de Santa Catarina, “**Serviços on-line para clientes e fornecedores**”. Apresenta as tarifas de gás natural vigentes no estado de Santa Catarina. Disponível em <<http://www.scgas.com.br/e-business/tarifas.asp>>. Acesso em 02 junho 2007.

SCHLAIFER, R., HERON, S. D., **Development of aircraft engines and fuels**, Harvard University Press, Boston (Mass.), 1950.

SILVEIRA, J. L., **A case study of a small cogeneration using different fuels**, II Asian Pacific Int. Simp. On Combustion and Energy Utilization, 278 – 283, 1993.

SKEATH, A., **Workshop sobre a produção independente de eletricidade**, Rio de Janeiro: Anais, Comitê Brasileiro do Conselho Mundial de Energia, 1993.

TAKAHASHI, A.; DAÑOBEYTIA, L.; BAZZO, E. **Resultados preliminares de uma microplanta de cogeração de 100 kVA a gás natural.** ENCIT 2006 - 11º Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering; Braz. Soc. Of Mechanical Sciences and Engineering, Curitiba, Dezembro/2006.

TATTON - BROWN, P., **Main propultion gás turbine in the R. N.**, North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders, 1970.

WALTER, A. C. S., **Cogeração e geração termoelétrica: análise junto ao setor sucroalcooleiro**, Campinas, SP: Tese de doutorado, Unicamp, 1994.

WILLIAMS, T. I., **Historia de la tecnologia desde 1900 hasta 1950**, volume I, Madrid - Espanha: Siglo XXI Editores, 1990.

International Energy Agency. Disponível em:
<http://iea.org/> . Acessado em: 02/04/2008.

Cogen Portugal . Disponível em:
<http://www.cogenportugal.com/>. Acessado em : 15/04/2008.

Cogen Europa. Disponível em:
http://www.cogeneurope.eu/publications/reports_and_studies.htm. Acessado em:
20/11/2007.

APÊNDICES

APÊNDICE “A”

Evolução da legislação para o setor elétrico brasileiro no período de 1981 a 2000

- Decreto - Lei número 1.827 de 21 de maio de 1981: Legislação que autoriza a aquisição de energia elétrica, gerada por autoprodutores, pelas concessionárias de serviços públicos de eletricidade. Atribui ao Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica - DNAEE, a competência para detalhar as condições de aplicação deste Decreto - Lei.
- Portaria 661/87: Institui Grupo de Trabalho do Ministério de Minas e Energia - GTMME: Função: Realização de estudo para definição da compra e venda de excedentes de eletricidade gerada por autoprodutores.
- Portarias número 246, de 23/12/88, Artigo 1: Estabelecem que, a aquisição de energia elétrica excedente, gerada por autoprodutores, pode ser feita pelas concessionárias através de contratos. As condições e da não utilização de derivados do petróleo, exceto no caso da cogeração.
- Portarias 234 e 236 de 12/12/88: Estabelecem as condições de preço segundo o tipo de fornecimento, o período de vigência do contrato, critérios e bases para os contratos de aquisição de energia elétrica excedente, o transporte e permuta de energia elétrica de autoprodutores ou de cogeneradores para o atendimento de suas instalações industriais em local diferente de onde é realizada a geração.
- Portaria número 187/DNAEE de 21/10/88: Estabelece os procedimentos que dependem do tipo de geração e da capacidade a ser instalada, ou seja: Autogeração de energia elétrica até o limite de auto-suficiência; Vendas de excedentes de cogeração de longo prazo; e as vendas de excedentes de geração de curto prazo.
- Portaria número 094/DNAEE de 23/12/88 e 246/DNAEE de 12/06/89: Estabelecem os procedimentos de venda de excedentes de curto prazo.
- Portaria número 095/DNAEE de 2/12/88: Estabelece os procedimentos da venda de excedente por autoprodutores.
- Decreto S/N/1991 de 18/07/91: Dispõe sobre o Programa Nacional de Conservação de Energia - PROCEL e dá outras providencias.
- Lei número 8631 e decreto 774/março/1993: Estabelece a desqualificação tarifaria, extingue a remuneração garantida, acerta as contas com a CRC, obrigatoriedade de contratos de suprimento, a reativação do RGR e criação da CCC - Conta de consumo de combustíveis, da política de conservação de energia e do conselho de consumidores.

- Decreto número 915/setembro/1993: Permite a formação de consórcios entre concessionários e autoprodutores para a exploração de aproveitamentos hidrelétricos.
- Decreto número 1009 de dezembro/1993 e portaria número 337 de abril/1994: Cria o SINTREL - Sistema Nacional de Transmissão de Energia Elétrica; permite o livre acesso à malha federal de transmissão; incentiva a competição no segmento de geração; define os conceitos e requisitos básicos a serem utilizados; define as condições de comercialização e contabilização.
- Decreto S/N/1994 de 28/12/94: Cria o Programa de Desenvolvimento Energético dos Estados e Municípios, e dá outras providencias.
- Lei número 8997 de fevereiro/1995: Regulamenta o artigo número 175 da Constituição Federal; obriga a licitação das concessões de geração, transmissão e distribuição; define os critérios gerais a serem aplicados nas licitações e nos contratos de concessão.
- Decreto número 1503 de maio/1995: Inclui o sistema Eletrobrás no PND - Programa Nacional de Desestatização e orienta a privatização dos segmentos de geração e distribuição do sistema Eletrobrás.
- Lei número 9074 de julho/1995: Complementa a Lei de número 8987, no que diz respeito aos serviços de energia elétrica; cria a figura do produtor independente de energia elétrica; libera grandes consumidores do monopólio comercial das concessionárias; assegura livre acesso aos sistemas de transmissão e distribuição.
- Decreto número 2003 de Setembro/1996: Regulamenta a produção de energia elétrica por produtor independente e auto produtores e dá outras providencias.
- Lei número 9427 de Dezembro/1996: Institui a ANEEL - Agencia Nacional de Energia Elétrica; disciplina o regime de concessões de serviços públicos de energia elétrica e dá outras providencias.
- Decreto Nº. 2655/1998 de 03/07/1998: Regulamenta o mercado atacadista de energia elétrica e define as regras de organização do Operador Nacional do Sistema Elétrico - NOS, de que trata a Lei 9648 de 27/05/1998, revoga os decretos 73102 de 07/11/1973 e 19009 de 22/12/1993, e dá outras providencias.
- Decreto S/N/1999 de 14/01/1999: Institui o Programa Nacional de Eletrificação Rural, Luz no Campo, e dá outras providencias.
- Portaria MME Nº 551/2000 de 07/12/2000: Define que as usinas termelétricas de cogeração qualificadas pela ANEEL que entre em operação até 31/12/2003.

APÊNDICE “B”

Tabela B1- Composição volumétrica do gás natural no gasoduto fornecida pela SCGAS no mês de fevereiro de 2007.

Data	Metano CH ₄ [%]	Etano C ₂ H ₆ [%]	Propano C ₃ H ₈ [%]	Butano + Pesados C ₄ H ₁₀ [%]	Inertes N ₂ + CO ₂ [%]	Oxigênio O ₂ [%]	H ₂ S [mg/m ³]	Enxofre Total [mg/m ³]
1/2/2007	88,42	6,23	2,05	0,98	2,31	0,01	0,61	0,61
2/2/2007	88,12	6,33	2,16	1,05	2,33	0,01	0,39	0,39
3/2/2007	88,20	6,33	2,13	1,03	2,30	0,01	0,35	0,35
4/2/2007	88,43	6,28	2,05	0,96	2,27	0,01	0,46	0,46
5/2/2007	88,52	6,28	2,00	0,95	2,24	0,01	0,38	0,38
6/2/2007	88,28	6,35	2,08	0,99	2,29	0,01	0,38	0,38
7/2/2007	88,52	6,24	2,00	0,96	2,27	0,01	0,46	0,46
8/2/2007	88,63	6,17	1,98	0,98	2,23	0,01	0,47	0,47
9/2/2007	88,63	6,17	1,98	0,98	2,23	0,01	0,46	0,46
10/2/2007	88,34	6,24	2,09	1,00	2,32	0,01	0,46	0,46
11/2/2007	88,51	6,24	2,06	0,95	2,23	0,01	0,34	0,34
12/2/2007	88,25	6,18	2,24	1,13	2,19	0,01	0,35	0,35
13/2/2007	88,29	6,26	2,12	1,07	2,25	0,01	0,46	0,46
14/2/2007	88,23	6,31	2,10	1,03	2,32	0,01	0,65	0,65
15/2/2007	88,32	6,22	2,07	1,05	2,33	0,01	0,77	0,77
16/2/2007	88,24	6,30	2,10	1,02	2,33	0,01	0,77	0,77
17/2/2007	88,33	6,27	2,08	1,03	2,28	0,01	0,81	0,81
18/2/2007	88,20	6,21	2,18	1,08	2,32	0,01	0,81	0,81
19/2/2007	88,13	6,18	2,22	1,13	2,33	0,01	0,58	0,58
20/2/2007	88,21	6,13	2,17	1,12	2,36	0,01	0,70	0,70
21/2/2007	88,21	6,21	2,16	1,09	2,36	0,01	0,77	0,77
22/2/2007	88,24	6,16	2,15	1,09	2,35	0,01	0,85	0,85
23/2/2007	88,24	6,18	2,14	1,08	2,35	0,01	0,85	0,85
24/2/2007	88,20	6,20	2,16	1,09	2,34	0,01	0,85	0,85
25/2/2007	88,14	6,24	2,16	1,09	2,36	0,01	0,62	0,62
26/2/2007	88,29	6,17	2,12	1,08	2,33	0,01	1,08	1,08
27/2/2007	88,19	6,19	2,17	1,10	2,34	0,01	0,77	0,77
28/2/2007	88,28	6,13	2,16	1,08	2,34	0,01	0,85	0,85

Tabela B2 - Propriedades do gás natural no gasoduto fornecida pela SCGAS no mês de fevereiro de 2007.

Data	Ponto de Orvalho	Poder Calorífico Superior		Massa Específica Relativa	Poder Calorífico Inferior	
	[°C]	[kcal /m ³]	[kJ/m ³]	[kg/m ³]	[kcal /m ³]	[kJ/m ³]
1/2/07	-60	9571	40072	0,6391	8647	36203
2/2/07	-53	9606	40218	0,6419	8680	36341
3/2/07	-61	9599	40189	0,6408	8674	36316
4/2/07	-61	9572	40076	0,6382	8648	36207
5/2/07	-49	9566	40051	0,6373	8642	36182
6/2/07	-55	9585	40130	0,6395	8661	36262
7/2/07	-60	9564	40043	0,6379	8640	36174
8/2/07	-61	9564	40043	0,6364	8641	36178
9/2/07	-61	9564	40043	0,6364	8641	36178
10/2/07	-61	9580	40110	0,6401	8656	36241
11/2/07	-61	9571	40072	0,6370	8647	36203
12/2/07	-58	9636	40344	0,6411	8708	36459
13/2/07	-58	9608	40227	0,6405	8682	36350
14/2/07	-59	9592	40160	0,6412	8667	36287
15/2/07	-61	9587	40139	0,6411	8663	36270
16/2/07	-60	9589	40147	0,6414	8664	36274
17/2/07	-56	9591	40156	0,6409	8666	36283
18/2/07	-58	9607	40223	0,6427	8681	36346
19/2/07	-56	9621	40281	0,6438	8694	36400
20/2/07	-56	9607	40223	0,6431	8681	36346
21/2/07	-49	9601	40197	0,6428	8676	36325
22/2/07	-61	9600	40193	0,6426	8675	36320
23/2/07	-61	9597	40181	0,6424	8672	36308
24/2/07	-62	9604	40210	0,6426	8678	36333
25/2/07	-61	9606	40218	0,6430	8680	36341
26/2/07	-60	9597	40181	0,6420	8671	36304
27/2/07	-60	9608	40227	0,6430	8682	36350
28/2/07	-61	9597	40181	0,6422	8672	36308

APÊNDICE “C”

Programa em EES para obter o poder calorífico inferior e a massa específica relativa do gás natural fornecido por SCGAS.

"Condições de Referencia"

T0=converttemp(C;K;25)
P0=1[atm]*convert(atm;kPa)

"Condições Normais"

T_0=converttemp(C;K;0)
P_0=P0
VM=Vo#

"Volume Molar em condições Normais (Avogadro)"

rho_arsec_cn=DENSITY(Air;T=T_0;P=P_0)*PM_arsec
PM_arsec=MOLARMASS(Air)
DR_gn_cn=PM_gn/PM_arsec

"Composição Química em Volume do GN"

x_CH4=0,8869
x_C2H6=0,0627
x_C3H8=0,0188
x_C4H10=0,0094
x_N2gn=0,0076
x_O2gn=0,0001
x_CO2gn=0,0145

"Massa Molar dos Componentes do GN"

PM_CH4=MOLARMASS(CH4)
PM_C2H6=MOLARMASS(C2H6)
PM_C3H8=MOLARMASS(C3H8)
PM_C4H10=MOLARMASS(C4H10)
PM_N2=MOLARMASS(N2)
PM_O2=MOLARMASS(O2)
PM_CO2=MOLARMASS(CO2)

PM_gn=x_CH4*PM_CH4+x_C2H6*PM_C2H6+x_C3H8*PM_C3H8+x_C4H10*PM_C4H10+x_N2gn*PM_N2+x_O2gn*PM_O2+x_CO2gn*PM_CO2

"Entalpias de Formação dos Componentes do GN"

H_bar_CO2=ENTHALPY(CO2;T=T0)
H_bar_H2O=ENTHALPY(H2O;T=T0)
H_bar_CH4=ENTHALPY(CH4;T=T0)
H_bar_C2H6=ENTHALPY(C2H6;T=T0)
H_bar_C3H8=ENTHALPY(C3H8;T=T0)
H_bar_C4H10=ENTHALPY(C4H10;T=T0)
H_bar_O2=ENTHALPY(O2;T=T0)

"Determinação do PCI Molar do CH4"

PCI_bar_CH4=H_bar_CH4-(H_bar_CO2+2*H_bar_H2O)

"Determinação do PCI Molar do C2H6"

PCI_bar_C2H6=H_bar_C2H6-(2*H_bar_CO2+3*H_bar_H2O)

"Determinação do PCI Molar do C3H8"

PCI_bar_C3H8=H_bar_C3H8-(3*H_bar_CO2+4*H_bar_H2O)

"Determinação do PCI Molar do C4H10"

PCI_bar_C4H10=H_bar_C4H10-(4*H_bar_CO2+5*H_bar_H2O)

"Cálculo do PCI Molar do GN"

PCI_bar_GN=PCI_bar_CH4*x_CH4+PCI_bar_C2H6*x_C2H6+PCI_bar_C3H8*x_C3H8+PCI_bar_C4H10*x_C4H10

"Cálculo do PCI por kg do GN"

PCI_gn=PCI_bar_GN/PM_gn

"Cálculo do PCI por metro cúbico de GN nas Condições Normais"

PCI_GNcn=PCI_bar_GN/VM

Folha de Resultados

DR_gn_cn=0,6333

H_bar_C2H6=-84667[kJ/kmol]
 H_bar_C3H8=-103847 [kJ/kmol]
 H_bar_C4H10=-126148 [kJ/kmol]
 H_bar_CH4=-74870 [kJ/kmol]
 H_bar_CO2=-393520 [kJ/kmol]
 H_bar_H2O=-241820 [kJ/kmol]
 H_bar_O2=0 [kJ/kmol]

P0=101,3 [kPa]

PCI_bar_C2H6=1427833[kJ/kmol]
 PCI_bar_C3H8=2043993 [kJ/kmol]
 PCI_bar_C4H10=2657032 [kJ/kmol]
 PCI_bar_CH4=802290 [kJ/kmol]
 PCI_bar_GN=864479[kJ/kmol]
 PCI_gn=47127 [kJ/kg]
 PCI_GNcn=38569 [kJ/Nm³]

PM_arsec=28,97 [kg/kmol]
 PM_C2H6=30,07 [kg/kmol]
 PM_C3H8=44,1 [kg/kmol]
 PM_C4H10=58,12 [kg/kmol]
 PM_CH4=16,04 [kg/kmol]
 PM_CO2=44,01 [kg/kmol]
 PM_gn=18,34 [kg/kmol]
 PM_N2=28,01 [kg/kmol]
 PM_O2=32 [kg/kmol]

P_0=101,3 [kPa]
 rho_arsec_cn=1,292 [kg/m³]
 T0=298,1 [K]
 T_0=273,1 [K]
 VM=22,41 [m³/kmol]

x_C2H6=0,0627
 x_C3H8=0,0188
 x_C4H10=0,0094
 x_CH4=0,8869
 x_CO2gn=0,0145
 x_N2gn=0,0076
 x_O2gn=0,0001

APÊNDICE “D”

Programa em EES utilizado para a determinação de todos os parâmetros de análise de microplanta de cogeração.

"MICROPLANTA DE COGERAÇÃO DO HOSPITAL UNIVERSITÁRIO"

A microplanta de cogeração instalada no Hospital Universitário da Universidade Federal de Santa Catarina foi projetada para fornecer um máximo de 80 kW de energia elétrica e água quente a uma temperatura de 60°C. O fornecimento de gás natural tem a seguinte composição química média em volume, em condições normais de $T=0^{\circ}\text{C}$ e $P=1$ atm segundo dados fornecidos pela empresa distribuidora (SC Gás): CH₄: 88,69% ; C₂H₆: 6,27%; C₃H₈:1,88%; C₄H₁₀: 0,94%; N₂: 0,76%; CO₂: 1,45% e O₂: 0,01%. O seu Poder Calorífico Inferior é de 36130 kJ/Nm³.

A microplanta é composta de um motor de combustão interna movido a gás natural acoplado a um gerador elétrico. Para a recuperação do calor de rejeito são utilizados dois trocadores de calor, o primeiro aproveita o calor da água de arrefecimento do motor para esquentar água de serviço para o HU. O segundo trocador aproveita o calor dos gases de exaustão do motor para entregá-lo ao água de serviço. Todo isto segundo o esquema mostrado na janela de diagrama.

Modelo Termodinâmico do Sistema de Cogeração:

Assunções:

1. - O sistema de cogeração opera em regime permanente
2. - Princípios de misturas de gases ideais se aplicam para o ar e os produtos de combustão.
3. - O combustível, (gás natural) é modelado como um gás ideal.
4. - O combustível é fornecido à câmara de combustão na pressão requerida mediante um regulador de pressão desde uma fonte a alta pressão.
5. - A combustão é completa. O N₂ é inerte.

"Condições Normais"

$T_0 = \text{ConvertTEMP}(C;K;0)$

$P_0 = 1[\text{atm}] * \text{convert}(\text{atm};\text{kPa})$

$g = g\#$; $R = R\#$; $V_o = V_o\#$

"Constantes Físicas"

"Condições de Referência"

$T[0] = \text{converttemp}(C;K;25)$

$P[0] = P_0$

"Dados Lidos"

$T[1] = \text{converttemp}(C;K;22,5)$

$P[1] = P_0$

$T[2] = \text{ConvertTEMP}(C;K;24,8)$

$P[2] = 0,031[\text{bar}] * \text{convert}(\text{bar};\text{kPa}) + P_0$

$T[3] = \text{converttemp}(C;K;576,7)$

$P[3] = 101,325[\text{kPa}]$

$T[4] = \text{converttemp}(C;K;73,5)$

$P[4] = 280,9[\text{kPa}]$

$T[5] = \text{converttemp}(C;K;58,9)$

$P[5] = P[4]$

$T[6] = \text{converttemp}(C;K;22,2)$

$P[6] = 512,925[\text{kPa}]$

$T[7] = \text{converttemp}(C;K;52,1)$

$P[7] = P[6]$

$T[8] = \text{converttemp}(C;K;67,5)$

$P[8] = P[6]$

$T[9] = \text{converttemp}(C;K;152,5)$

$P[9] = P[1]$

$V_{\text{dot}}_2_{\text{GNV}} = 22,10[\text{m}^3/\text{h}]$

$V_{\text{dot}}_{\text{asv}} = 1,49[\text{m}^3/\text{h}]$

$W_{\text{dot}}_e = 59,15[\text{kW}]$

"Temperatura do Ar ambiente "

"Pressão do Ar ambiente"

"Temperatura do Gás Natural na entrada do Motor"

"Pressão Manométrica do Gás Natural na entrada do Motor"

"Temperatura dos gases de exaustão na saída do Motor"

"Pressão dos Gases de exaustão"

"Temperatura da água de arrefecimento que sai do motor"

"Pressão do Água de Arrefecimento"

"Temperatura da água de arrefecimento que retorna ao motor"

"Temperatura da água de serviço na entrada do TC1"

"Pressão do água de serviço"

"Temperatura da água de serviço na saída do TC1"

"Temperatura da água de serviço na saída do TC2"

"Temperatura dos gases de exaustão na saída do TC2"

"Consumo de Gás Natural a $T[2]$ e $P[2]$ em m^3/h "

"Vazão volumétrica da água de serviço"

"Potência elétrica gerada pelo gerador"

$x_{CH4}=0,8869$; $x_{C2H6}=0,0627$; $x_{C3H8}=0,0188$; $x_{C4H10}=0,0094$
 $x_{O2gn}=0,0001$; $x_{CO2gn}=0,0145$; $x_{N2gn}=0,0076$ "Análise molar do Gás Natural"

$x_{N2ar}=0,776$; $x_{O2ar}=0,2063$; $x_{H2Oar}=0,01769$ "Análise molar do Ar de combustão"

$x_{CO2p}=n_{CO2p}/n_p$; $x_{H2Op}=n_{H2Op}/n_p$; $x_{N2p}=n_{N2p}/n_p$ "Análise molar dos produtos"

$PM_{gn}=x_{CH4}*PM_{CH4}+x_{C2H6}*PM_{C2H6}+x_{C3H8}*PM_{C3H8}+x_{C4H10}*PM_{C4H10}+x_{N2gn}*PM_{N2}+x_{O2gn}*PM_{O2}+x_{CO2gn}*PM_{CO2}$

$PM_{ar}=x_{N2ar}*PM_{N2}+x_{O2ar}*PM_{O2}+x_{H2Oar}*PM_{H2O}$ "Peso Molecular do Ar de Combustão"
 $PM_p=x_{H2Op}*PM_{H2O}+x_{CO2p}*PM_{CO2}+x_{N2p}*PM_{N2}$ "Peso Molecular dos Produtos"

"Massa Molar dos Componentes da Combustão"

$PM_{CH4}=MOLARMASS(CH4)$
 $PM_{C2H6}=MOLARMASS(C2H6)$
 $PM_{C3H8}=MOLARMASS(C3H8)$
 $PM_{C4H10}=MOLARMASS(C4H10)$
 $PM_{N2}=MOLARMASS(N2)$
 $PM_{O2}=MOLARMASS(O2)$
 $PM_{CO2}=MOLARMASS(CO2)$
 $PM_{H2O}=MOLARMASS(H2O)$

"Cálculo do consumo de Ar teórico por kmol de combustível considerando uma umidade relativa do ar de 90%"

$x_{CH4}+x_{C2H6}+x_{C3H8}+x_{C4H10}+x_{O2gn}+x_{CO2gn}+x_{N2gn}+n_{Ar}*(x_{O2ar}+x_{N2ar}+x_{H2Oar})$
 $>n_{CO2p}+n_{H2Op}+n_{N2p}$

$n_{CO2p}=x_{CH4}+2*x_{C2H6}+3*x_{C3H8}+4*x_{C4H10}+x_{CO2gn}$ "Balanço do Carbono"
 $2*n_{H2Op}=4*x_{CH4}+6*x_{C2H6}+8*x_{C3H8}+10*x_{C4H10}+2*n_{Ar}*x_{H2Oar}$ "Balanço do Hidrogênio"
 $2*x_{O2gn}+2*x_{CO2gn}+n_{Ar}*(2*x_{O2ar}+x_{H2Oar})=2*n_{CO2p}+n_{H2Op}$ "Balanço do Oxigênio"
 $n_{N2p}=x_{N2gn}+n_{Ar}*x_{N2ar}$ "Balanço do Nitrogênio"

$x_{gn}=x_{CH4}+x_{C2H6}+x_{C3H8}+x_{C4H10}+x_{O2gn}+x_{CO2gn}+x_{N2gn}$ "Moles de GNC"

$x_{ar}=x_{O2ar}+x_{N2ar}+x_{H2Oar}$
 $x_p=x_{H2Op}+x_{CO2p}+x_{N2p}$

$n_{reag}=x_{gn}+n_{Ar}*(x_{O2ar}+x_{N2ar}+x_{H2Oar})$ "Moles de reagentes"
 $n_p=n_{H2Op}+n_{CO2p}+n_{N2p}$ "Moles de produtos"
 $n_{gn}=x_{gn}$

$RAC_{molar}=n_{Ar}/n_{gn}$ "Relação Ar/Combustível molar"
 $RAC_{massica}=(n_{Ar}*PM_{ar})/(n_{gn}*PM_{gn})$ "Relação Ar/Combustível mássica"

$m_{dot}[1]=m_{dot}[2]*RAC_{massica}*1,02$; $n_{dot}[1]=m_{dot}[1]/PM_{ar}$
 $m_{dot}[2]=rho_{GNVcn}*V_{dot}_0_{GN}*convert(kg/h;kg/s)$; $n_{dot}[2]=m_{dot}[2]/PM_{gn}$
 $m_{dot}[3]=m_{dot}[1]+m_{dot}[2]$; $n_{dot}[3]=m_{dot}[3]/PM_p$
 $m_{dot}[4]=n_{dot}[4]*MOLARMASS(Water)$; $n_{dot}[4]=n_{dot}[6]*(h[7]-h[6])/(h[4]-h[5])$
 $m_{dot}[5]=m_{dot}[4]$; $n_{dot}[5]=n_{dot}[4]$
 $m_{dot}[6]=V_{dot}_{asv}*rho_{asv}*convert(kg/h;kg/s)$; $n_{dot}[6]=m_{dot}[6]/MOLARMASS(Water)$
 $m_{dot}[7]=m_{dot}[6]$; $n_{dot}[7]=n_{dot}[6]$
 $m_{dot}[8]=m_{dot}[6]$; $n_{dot}[8]=n_{dot}[6]$
 $m_{dot}[9]=m_{dot}[3]$; $n_{dot}[9]=n_{dot}[3]$

$rho_{aref}=DENSITY(Water;T=T[5];P=P[5])*MOLARMASS(Water)$ "Massa específica da água arrefecimento"
 $rho_{asv}=DENSITY(Water;T=T[6];P=P[6])*MOLARMASS(Water)$ "Massa Específica da água de serviço"
 $rho_{arcn}=PM_{ar}/Vo$ "Massa específica do ar de combustão em Cond. Normais"
 $rho_{arsecn}=DENSITY(Air;T=T_0;P=P_0)*MOLARMASS(Air)$ "Massa específica do ar seco em cond. Normais"
 $rho_{GNVcn}=DR_{GNV}*rho_{arsecn}$ "Massa específica do gás natural em cond normais"

"Gás Natural. Dados Fornecidos por SCGAS".

$PCI_GNV=36130[kJ/m^3]$

$PCI_bar_gnv=(PCI_GNV/\rho_{GNVcn})\cdot PM_gn$

$DR_GNV=0,6363$

"Poder Calorífico Inferior do GN"

"Massa Específica relativa do GN em cond. Normais".

"Determinação do consumo de gás natural"

$V_dot_0_GN=(T_0/T[2])\cdot(P[2]/P_0)\cdot V_dot_2_GNV$ "Vazão volumétrica de GNC em condições Normais"

"Determinação das entalpias"

"Condições Normais"

$h_0_CH4=ENTHALPY(CH4;T=T_0)$

$h_0_C2H6=ENTHALPY(C2H6;T=T_0)$

$h_0_C3H8=ENTHALPY(C3H8;T=T_0)$

$h_0_C4H10=ENTHALPY(C4H10;T=T_0)$

$h_0_O2=ENTHALPY(O2;T=T_0)$

$h_0_CO2=ENTHALPY(CO2;T=T_0)$

$h_0_N2=ENTHALPY(N2;T=T_0)$

$h_0_H2O=ENTHALPY(H2O;T=T_0)$

$h_0_gn=x_CH4\cdot h_0_CH4+x_C2H6\cdot h_0_C2H6+x_C3H8\cdot h_0_C3H8+x_C4H10\cdot h_0_C4H10+x_O2gn\cdot h_0_O2+x_CO2gn\cdot h_0_CO2+x_N2gn\cdot h_0_N2$

$h_0_Ar=x_N2ar\cdot h_0_N2+x_O2ar\cdot h_0_O2+x_H2Oar\cdot h_0_H2O$

$h_0_p=x_H2Op\cdot h_0_H2O+n_CO2p\cdot h_0_CO2+x_N2p\cdot h_0_N2$

"Condições de Referencia"

$h0_CH4=ENTHALPY(CH4;T=T[0])$

$h0_C2H6=ENTHALPY(C2H6;T=T[0])$

$h0_C3H8=ENTHALPY(C3H8;T=T[0])$

$h0_C4H10=ENTHALPY(C4H10;T=T[0])$

$h0_N2=ENTHALPY(N2;T=T[0])$

$h0_O2=ENTHALPY(O2;T=T[0])$

$h0_CO2=ENTHALPY(CO2;T=T[0])$

$h0_H2O=ENTHALPY(H2O;T=T[0])$

$h0_H2OI=-285830[kJ/kmol]$

$h0_Ar=x_N2ar\cdot h0_N2+x_O2ar\cdot h0_O2+x_H2Oar\cdot h0_H2O$

$h0_GNC=x_CH4\cdot h0_CH4+x_C2H6\cdot h0_C2H6+x_C3H8\cdot h0_C3H8+x_C4H10\cdot h0_C4H10+x_O2gn\cdot h0_O2+x_CO2gn\cdot h0_CO2+x_N2gn\cdot h0_N2$

$h0_p=x_H2Op\cdot h0_H2O+x_CO2p\cdot h0_CO2+x_N2p\cdot h0_N2$

$h0_water=ENTHALPY(Water;T=T[0];P=P[0])$

$h0_Ar=h[0]$

"Ar de admissão (Ponto 1)"

$h1_N2=ENTHALPY(N2;T=T[1])$

$h1_O2=ENTHALPY(O2;T=T[1])$

$h1_CO2=ENTHALPY(CO2;T=T[1])$

$h1_H2O=ENTHALPY(H2O;T=T[1])$

$h[1]=x_N2ar\cdot h1_N2+x_O2ar\cdot h1_O2+x_H2Oar\cdot h1_H2O$

"Gás Natural (Ponto 2)"

$h2_CH4=ENTHALPY(CH4;T=T[2])$

$h2_C2H6=ENTHALPY(C2H6;T=T[2])$

$h2_C3H8=ENTHALPY(C3H8;T=T[2])$

$h2_C4H10=ENTHALPY(C4H10;T=T[2])$

$h2_N2=ENTHALPY(N2;T=T[2])$

$h2_CO2=ENTHALPY(CO2;T=T[2])$

$h2_O2=ENTHALPY(O2;T=T[2])$

$h2_H2O=ENTHALPY(H2O;T=T[2])$

$h[2]=x_CH4\cdot h2_CH4+x_C2H6\cdot h2_C2H6+x_C3H8\cdot h2_C3H8+x_C4H10\cdot h2_C4H10+x_O2gn\cdot h2_O2+x_CO2gn\cdot h2_CO2+x_N2gn\cdot h2_N2$

"Gases quentes (Ponto 3)"

$h3_CO2=ENTHALPY(CO2;T=T[3])$

$h3_N2=ENTHALPY(N2;T=T[3])$

$h3_H2O=ENTHALPY(H2O;T=T[3])$

$$h[3]=x_{H_2O}p^{h3_{H_2O}}+x_{CO_2}p^{h3_{CO_2}}+x_{N_2}p^{h3_{N_2}}$$

"Entrada água de arrefecimento (Ponto 4)"

$$h[4]=ENTHALPY(Water;T=T[4];P=P[4])$$

"Retorno água de arrefecimento (Ponto 5)"

$$h[5]=ENTHALPY(Water;T=T[5];P=P[5])$$

"Entrada água de serviço (Ponto 6)"

$$h[6]=ENTHALPY(Water;T=T[6];P=P[6])$$

"Água de Serviço na saída do TC-1 (Ponto 7)"

$$h[7]=ENTHALPY(Water;T=T[7];P=P[7])$$

"Água de Serviço na Saída do TC-2 (Ponto 8)"

$$h[8]=ENTHALPY(Water;T=T[8];P=P[8])$$

"Gases Frios (Ponto 9)"

$$h9_{CO_2}=ENTHALPY(CO_2;T=T[9])$$

$$h9_{H_2O}=ENTHALPY(H_2O;T=T[9])$$

$$h9_{N_2}=ENTHALPY(N_2;T=T[9])$$

$$h[9]=x_{H_2O}p^{h9_{H_2O}}+x_{CO_2}p^{h9_{CO_2}}+x_{N_2}p^{h9_{N_2}}$$

"Determinação das Entropias"

"Condições Normais"

$$s_{0_CH_4}=ENTROPY(CH_4;T=T_0;P=P_0)-R*\ln(x_{CH_4})$$

$$s_{0_C_2H_6}=ENTROPY(C_2H_6;T=T_0;P=P_0)-R*\ln(x_{C_2H_6})$$

$$s_{0_C_3H_8}=ENTROPY(C_3H_8;T=T_0;P=P_0)-R*\ln(x_{C_3H_8})$$

$$s_{0_C_4H_{10}}=ENTROPY(C_4H_{10};T=T_0;P=P_0)-R*\ln(x_{C_4H_{10}})$$

$$s_{0_N_2gn}=ENTROPY(N_2;T=T_0;P=P_0)-R*\ln(x_{N_2gn})$$

$$s_{0_O_2gn}=ENTROPY(O_2;T=T_0;P=P_0)-R*\ln(x_{O_2gn})$$

$$s_{0_CO_2gn}=ENTROPY(CO_2;T=T_0;P=P_0)-R*\ln(x_{CO_2gn})$$

$$s_{0_H_2Oar}=ENTROPY(H_2O;T=T_0;P=P_0)-R*\ln(x_{H_2Oar})$$

$$s_{0_N_2ar}=ENTROPY(N_2;T=T_0;P=P_0)-R*\ln(x_{N_2ar})$$

$$s_{0_O_2ar}=ENTROPY(O_2;T=T_0;P=P_0)-R*\ln(x_{O_2ar})$$

$$s_{0_CO_2p}=ENTROPY(CO_2;T=T_0;P=P_0)-R*\ln(x_{CO_2p})$$

$$s_{0_H_2Op}=ENTROPY(H_2O;T=T_0;P=P_0)-R*\ln(x_{H_2Op})$$

$$s_{0_N_2p}=ENTROPY(N_2;T=T_0;P=P_0)-R*\ln(x_{N_2p})$$

$$s_{0_gn}=x_{CH_4}*s_{0_CH_4}+x_{C_2H_6}*s_{0_C_2H_6}+x_{C_3H_8}*s_{0_C_3H_8}+x_{C_4H_{10}}*s_{0_C_4H_{10}}+x_{N_2gn}*s_{0_N_2gn}+x_{CO_2gn}*s_{0_CO_2gn}+x_{O_2gn}*s_{0_O_2gn}$$

$$s_{0_ar}=x_{N_2ar}*s_{0_N_2ar}+x_{O_2ar}*s_{0_O_2ar}+x_{H_2Oar}*s_{0_H_2Oar}$$

$$s_{0_p}=x_{CO_2p}*s_{0_CO_2p}+x_{H_2Op}*s_{0_H_2Op}+x_{N_2p}*s_{0_N_2p}$$

"Condições de Referencia"

$$s0_{CH_4}=ENTROPY(CH_4;T=T[0];P=P[0])-R*\ln(x_{CH_4}); s00_{CH_4}=ENTROPY(CH_4;T=T[0];P=P[0])$$

$$s0_{C_2H_6}=ENTROPY(C_2H_6;T=T[0];P=P[0])-R*\ln(x_{C_2H_6}); s00_{C_2H_6}=ENTROPY(C_2H_6;T=T[0];P=P[0])$$

$$s0_{C_3H_8}=ENTROPY(C_3H_8;T=T[0];P=P[0])-R*\ln(x_{C_3H_8}); s00_{C_3H_8}=ENTROPY(C_3H_8;T=T[0];P=P[0])$$

$$s0_{C_4H_{10}}=ENTROPY(C_4H_{10};T=T[0];P=P[0])-R*\ln(x_{C_4H_{10}}); s00_{C_4H_{10}}=ENTROPY(C_4H_{10};T=T[0];P=P[0])$$

$$s0_{N_2gn}=ENTROPY(N_2;T=T[0];P=P[0])-R*\ln(x_{N_2gn}); s00_{N_2}=ENTROPY(N_2;T=T[0];P=P[0])$$

$$s0_{O_2gn}=ENTROPY(O_2;T=T[0];P=P[0])-R*\ln(x_{O_2gn}); s00_{O_2}=ENTROPY(O_2;T=T[0];P=P[0])$$

$$s0_{CO_2gn}=ENTROPY(CO_2;T=T[0];P=P[0])-R*\ln(x_{CO_2gn}); s00_{CO_2}=ENTROPY(CO_2;T=T[0];P=P[0])$$

$$s0_{H_2Oar}=ENTROPY(H_2O;T=T[0];P=P[0])-R*\ln(x_{H_2Oar})$$

$$s0_{N_2ar}=ENTROPY(N_2;T=T[0];P=P[0])-R*\ln(x_{N_2ar})$$

$$s0_{O_2ar}=ENTROPY(O_2;T=T[0];P=P[0])-R*\ln(x_{O_2ar})$$

$$s0_{CO_2p}=ENTROPY(CO_2;T=T[0];P=P[0])-R*\ln(x_{CO_2p})$$

$$s0_{H_2Op}=ENTROPY(H_2O;T=T[0];P=P[0])-R*\ln(x_{H_2Op})$$

$$s0_{N_2p}=ENTROPY(N_2;T=T[0];P=P[0])-R*\ln(x_{N_2p})$$

$$s0_{H_2O}=69,95[kJ/kmol.K]$$

$$s0_{gn}=x_{CH_4}*s0_{CH_4}+x_{C_2H_6}*s0_{C_2H_6}+x_{C_3H_8}*s0_{C_3H_8}+x_{C_4H_{10}}*s0_{C_4H_{10}}+x_{N_2gn}*s0_{N_2gn}+x_{CO_2gn}*s0_{CO_2gn}+x_{O_2gn}*s0_{O_2gn}$$

$$s0_{ar}=x_{N_2ar}*s0_{N_2ar}+x_{O_2ar}*s0_{O_2ar}+x_{H_2Oar}*s0_{H_2Oar}$$

$$s0_p=x_{CO_2p}*s0_{CO_2p}+x_{H_2Op}*s0_{H_2Op}+x_{N_2p}*s0_{N_2p}$$

$$s0_{water}=ENTROPY(Water;T=T[0];P=P[0])$$

$s[0]=s0_ar$

"Ar de admissão (Ponto 1)"

$s1_N2=ENTROPY(N2;T=T[1];P=P[1])-R*\ln(x_N2ar)$
 $s1_O2=ENTROPY(O2;T=T[1];P=P[1])-R*\ln(x_O2ar)$
 $s1_H2O=ENTROPY(H2O;T=T[1];P=P[1])-R*\ln(x_H2Oar)$
 $s[1]=x_N2ar*s1_N2+x_O2ar*s1_O2+x_H2Oar*s1_H2O$

"Gás natural (Ponto 2)"

$s2_CH4=ENTROPY(CH4;T=T[2];P=P[2])-R*\ln(x_CH4)$
 $s2_C2H6=ENTROPY(C2H6;T=T[2];P=P[2])-R*\ln(x_C2H6)$
 $s2_C3H8=ENTROPY(C3H8;T=T[2];P=P[2])-R*\ln(x_C3H8)$
 $s2_C4H10=ENTROPY(C4H10;T=T[2];P=P[2])-R*\ln(x_C4H10)$
 $s2_N2=ENTROPY(N2;T=T[2];P=P[2])-R*\ln(x_N2gn)$
 $s2_O2=ENTROPY(O2;T=T[2];P=P[2])-R*\ln(x_O2gn)$
 $s2_CO2=ENTROPY(CO2;T=T[2];P=P[2])-R*\ln(x_CO2gn)$
 $s[2]=x_CH4*s2_CH4+x_C2H6*s2_C2H6+x_C3H8*s2_C3H8+x_C4H10*s2_C4H10+x_N2gn*s2_N2+x_O2gn*s2_O2+x_CO2gn*s2_CO2$

"Gases quentes (Ponto 3)"

$s3_CO2=ENTROPY(CO2;T=T[3];P=P[3])-R*\ln(x_CO2p)$
 $s3_H2O=ENTROPY(H2O;T=T[3];P=P[3])-R*\ln(x_H2Op)$
 $s3_N2=ENTROPY(N2;T=T[3];P=P[3])-R*\ln(x_N2p)$
 $s[3]=x_CO2p*s3_CO2+x_H2Op*s3_H2O+x_N2p*s3_N2$

"Entrada água de arrefecimento (Ponto 4)"

$s[4]=ENTROPY(Water;T=T[4];P=P[4])$

"Retorno água de arrefecimento (Ponto 5)"

$s[5]=ENTROPY(Water;T=T[5];P=P[5])$

"Entrada água de serviço (Ponto 6)"

$s[6]=ENTROPY(Water;T=T[6];P=P[6])$

"Água de Serviço na Saída do TC-1 (Ponto 7)"

$s[7]=ENTROPY(Water;T=T[7];P=P[7])$

"Água de Serviço na Saída do TC-2 (Ponto 8)"

$s[8]=ENTROPY(Water;T=T[8];P=P[8])$

"Gases frios (Ponto 9)"

$s9_CO2=ENTROPY(CO2;T=T[9];P=P[9])-R*\ln(x_CO2p)$
 $s9_H2O=ENTROPY(H2O;T=T[9];P=P[9])-R*\ln(x_H2Op)$
 $s9_N2=ENTROPY(N2;T=T[9];P=P[9])-R*\ln(x_N2p)$
 $s[9]=x_CO2p*s9_CO2+x_H2Op*s9_H2O+x_N2p*s9_N2$

"Avaliação da exergia física"

$Ef_dot[0]=0$
 $Ef_dot[1]=n_dot[1]*((h[1]-h[0])-T[0]*(s[1]-s[0]))$
 $Ef_dot[2]=n_dot[2]*((h[2]-h0_GNC)-T[0]*(s[2]-s0_gn))$
 $Ef_dot[3]=n_dot[3]*((h[3]-h0_p)-T[0]*(s[3]-s0_p))$
 $Ef_dot[4]=n_dot[4]*((h[4]-h0_water)-T[0]*(s[4]-s0_water))$
 $Ef_dot[5]=n_dot[5]*((h[5]-h0_water)-T[0]*(s[5]-s0_water))$
 $Ef_dot[6]=n_dot[6]*((h[6]-h0_water)-T[0]*(s[6]-s0_water))$
 $Ef_dot[7]=n_dot[7]*((h[7]-h0_water)-T[0]*(s[7]-s0_water))$
 $Ef_dot[8]=n_dot[8]*((h[8]-h0_water)-T[0]*(s[8]-s0_water))$
 $Ef_dot[9]=n_dot[9]*((h[9]-h0_p)-T[0]*(s[9]-s0_p))$
 $Ef_dot[10]=W_dot_e$

"Avaliação da exergia química padrão (pelo modelo 1)"

$exlch_N2=640[kJ/kmol]$
 $exlch_O2=3950[kJ/kmol]$
 $exlch_CO2=14175[kJ/kmol]$

$exlch_H2Oliq=45[kJ/kmol]$
 $exlch_H2Ovap=8635[kJ/kmol]$
 $exlch_CH4=(h0_CH4+2*h0_O2-h0_CO2-2*h0_H2O1)-T[0]*(s00_CH4+2*s00_O2-s00_CO2-2*s0_H2O1)+exlch_CO2+2*exlch_H2Oliq-2*exlch_O2$
 $exlch_C2H6=(h0_C2H6+3,5*h0_O2-2*h0_CO2-3*h0_H2O1)-T[0]*(s00_C2H6+3,5*s00_O2-2*s00_CO2-3*s0_H2O1)+2*exlch_CO2+3*exlch_H2Oliq-3,5*exlch_O2$
 $exlch_C3H8=(h0_C3H8+5*h0_O2-3*h0_CO2-4*h0_H2O1)-T[0]*(s00_C3H8+5*s00_O2-3*s00_CO2-4*s0_H2O1)+3*exlch_CO2+4*exlch_H2Oliq-5*exlch_O2$
 $exlch_C4H10=(h0_C4H10+6,5*h0_O2-4*h0_CO2-5*h0_H2O1)-T[0]*(s00_C4H10+6,5*s00_O2-4*s00_CO2-5*s0_H2O1)+4*exlch_CO2+5*exlch_H2Oliq-6,5*exlch_O2$
 $exlch_gn=PCI_bar_gnv$
 $exlch_p=x_CO2p*exlch_CO2+x_H2Op*exlch_H2Ovap+x_N2p*exlch_N2$

$Eq_dot[0]=0$
 $Eq_dot[1]=n_dot[1]*(x_N2ar*exlch_N2+x_O2ar*exlch_O2+x_H2Oar*exlch_H2Ovap)$
 $Eq_dot[2]=n_dot[2]*exlch_gn$
 $Eq_dot[3]=n_dot[3]*exlch_p$
 $Eq_dot[4]=n_dot[4]*exlch_H2Oliq$
 $Eq_dot[5]=n_dot[5]*exlch_H2Oliq$
 $Eq_dot[6]=n_dot[6]*exlch_H2Oliq$
 $Eq_dot[7]=n_dot[7]*exlch_H2Oliq$
 $Eq_dot[8]=n_dot[8]*exlch_H2Oliq$
 $Eq_dot[9]=n_dot[9]*exlch_p$
 $Eq_dot[10]=0$

$E_dot[0]=Ef_dot[0]+Eq_dot[0]$
 $E_dot[1]=Ef_dot[1]+Eq_dot[1]$
 $E_dot[2]=Ef_dot[2]+Eq_dot[2]$
 $E_dot[3]=Ef_dot[3]+Eq_dot[3]$
 $E_dot[4]=Ef_dot[4]+Eq_dot[4]$
 $E_dot[5]=Ef_dot[5]+Eq_dot[5]$
 $E_dot[6]=Ef_dot[6]+Eq_dot[6]$
 $E_dot[7]=Ef_dot[7]+Eq_dot[7]$
 $E_dot[8]=Ef_dot[8]+Eq_dot[8]$
 $E_dot[9]=Ef_dot[9]+Eq_dot[9]$
 $E_dot[10]=Ef_dot[10]+Eq_dot[10]$

"Exergia dissipada ao ambiente"

"Vamos aplicar a primeira lei da termodinâmica aos Volumes de Controle VC1, VC2 e VC3".

$Q_dot-W_dot_e+n_dot[2]*(h[2]-h0_GNC)+PCI_bar_gnv+n_dot[1]*(h[1]-h[0])+n_dot[5]*h[5]-n_dot[3]*(h[3]-h0_p)-n_dot[4]*h[4]=0$

$En_dot_f=n_dot[2]*PCI_bar_gnv$

"Energia fornecida pelo GN"

$En_dot_TC1R=n_dot[6]*(h[7]-h[6])$

"Energia recebida no TC1"

$En_dot_TC1E=n_dot[4]*(h[4]-h[5])$

"Energia entregue no TC1"

$eta_TC1=En_dot_TC1R/En_dot_TC1E$

"Rendimento do TC1"

$En_dot_RTC2=n_dot[6]*(h[8]-h[7])$

"Energia recebida no TC2"

$En_dot_ETC2=n_dot[3]*(h[3]-h[9])$

"Energia entregue no TC2"

$Q_dot_TC2=n_dot[3]*(h[3]-h[9])-n_dot[6]*(h[8]-h[7])$

"Calor dissipado no TC-2"

$eta_TC2=En_dot_RTC2/En_dot_ETC2$

"Rendimento do TC2"

$En_dot_aserv=n_dot[6]*(h[7]-h[6])+n_dot[6]*(h[8]-h[7])$

"Calor recebido pela água de serviço"

$En_dot_gases=n_dot[3]*(h[9]-h0_p)$

"Energia dissipada com os gases"

$En_dot_eserv=n_dot[4]*(h[4]-h[5])+n_dot[3]*(h[3]-h[9])$

"Calor entregue ao água de Serviço"

$eta_e=W_dot_e/En_dot_f$

"Rendimento elétrico"

$eta_tot=(En_dot_TC1R+W_dot_e+En_dot_RTC2)/En_dot_f$

"Rendimento global"

"Aplicamos agora a segunda lei da termodinâmica aos volumes de controle"

$E_{\dot{2}}+E_{\dot{1}}+E_{\dot{5}}-E_{\dot{4}}-E_{\dot{3}}-E_{\dot{10}}=E_{\dot{dmg}}$ "Balanço de exergia no motogerador"

$E_{\dot{ETC1}}=E_{\dot{4}}-E_{\dot{5}}$

"Exergia entregue no TC1"

$E_{\dot{RTC1}}=E_{\dot{7}}-E_{\dot{6}}$

"Exergia recebida no TC1"

$E_{\dot{4}}+E_{\dot{6}}-E_{\dot{5}}-E_{\dot{7}}=E_{\dot{dtc1}}$

"Balanço de exergia no TC1"

$\epsilon_{TC1}=E_{\dot{RTC1}}/E_{\dot{ETC1}}$

"Eficiência exérgica do TC1"

$E_{\dot{RTC2}}=E_{\dot{8}}-E_{\dot{7}}$

"Exergia recebida no TC2"

$E_{\dot{ETC2}}=E_{\dot{3}}-E_{\dot{9}}$

"Exergia entregue no TC2"

$E_{\dot{3}}+E_{\dot{7}}-E_{\dot{9}}-E_{\dot{8}}=E_{\dot{dtc2}}$

"Balanço de exergia no TC2"

$\epsilon_{TC2}=E_{\dot{RTC2}}/E_{\dot{ETC2}}$

"Eficiência exérgica do TC2"

$\epsilon_{mec}=E_{\dot{10}}/E_{\dot{2}}$

"Eficiência exérgica do motogerador"

$\epsilon_{tot}=(E_{\dot{10}}+(E_{\dot{8}}-E_{\dot{6}}))/E_{\dot{2}}$

"Eficiência exérgica do sistema completo"

$E_{\dot{aq}}=E_{\dot{8}}-E_{\dot{6}}$

"Exergia transferida ao água de serviço"

Resultados:

DR_GNV=0,6333

Ef_dot[0]=0,00 [kW]

Ef_dot[1]=0,00 [kW]

Ef_dot[2]=0,02 [kW]

Ef_dot[3]=24,21 [kW]

Ef_dot[4]=12,75 [kW]

Ef_dot[5]=6,49 [kW]

Ef_dot[6]=0,19 [kW]

Ef_dot[7]=2,18 [kW]

Ef_dot[8]=4,95 [kW]

Ef_dot[9]=2,02 [kW]

Ef_dot[10]=59,15 [kW]

En_dot_aserv=78,24 [kW]

En_dot_eserv=94,54 [kW]

En_dot_ETC2=42,9 [kW]

En_dot_f=209,56 [kW]

En_dot_gases=12,02 [kW]

En_dot_RTC2=26,6 [kW]

En_dot_TC1E=51,64 [kW]

En_dot_TC1R=51,64 [kW]

epsilon_mec=0,2822

epsilon_TC1=0,3167

epsilon_TC2=0,1251

epsilon_tot=0,3049 [-]

Eq_dot[0]=0,00 [kW]

Eq_dot[1]=4,02 [kW]

Eq_dot[2]=209,56 [kW]

Eq_dot[3]=10,72 [kW]

Eq_dot[4]=2,11 [kW]

Eq_dot[5]=2,11 [kW]

Eq_dot[6]=1,03 [kW]

Eq_dot[7]=1,03 [kW]

Eq_dot[8]=1,03 [kW]

Eq_dot[9]=10,72 [kW]

Eq_dot[10]=0,00 [kW]

eta_e=0,2823

eta_TC1=1

eta_TC2=0,6201

eta_tot=0,6556 [-]

exlch_C2H6=1482179 [kJ/kmol]

exlch_C3H8=2131480 [kJ/kmol]

exlch_C4H10=2777722 [kJ/kmol]

exlch_CH4=824368 [kJ/kmol]

exlch_CO2=14175 [kJ/kmol]

exlch_gn=809753 [kJ/kmol]

exlch_H2Oliq=45 [kJ/kmol]

exlch_H2Ovap=8635 [kJ/kmol]

exlch_N2=640 [kJ/kmol]

exlch_O2=3950 [kJ/kmol]

exlch_p=3542 [kJ/kmol]

E_dot[0]=0,00 [kW]

E_dot[1]=4,03 [kW]

E_dot[2]=209,58 [kW]

E_dot[3]=34,93 [kW]

E_dot[4]=14,86 [kW]

E_dot[5]=8,60 [kW]

E_dot[6]=1,23 [kW]

E_dot[7]=3,21 [kW]

E_dot[8]=5,98 [kW]

E_dot[9]=12,74 [kW]

E_dot[10]=59,15 [kW]

E_dot_aq=4,759 [kW]

E_dot_dmg=113,3 [kW]

E_dot_dtc1=4,279 [kW]

E_dot_dtc2=19,41 [kW]

E_dot_ETC1=6,263 [kW]

E_dot_ETC2=22,19 [kW]

E_dot_RTC1=1,983 [kW]

E_dot_RTC2=2,776 [kW]

g=9,807 [m/s²]

h0_Ar=-4278 [kJ/kmol]

h0_C2H6=-84667 [kJ/kmol]

h0_C3H8=-103847 [kJ/kmol]

h0_C4H10=-126148 [kJ/kmol]

h0_CH4=-74870 [kJ/kmol]

h0_CO2=-393520 [kJ/kmol]

h0_GNC=-80555 [kJ/kmol]
 h0_H2O=-241820 [kJ/kmol]
 h0_H2OI=-285830 [kJ/kmol]
 h0_N2=0 [kJ/kmol]
 h0_O2=0 [kJ/kmol]
 h0_p=-86220 [kJ/kmol]
 h0_water=1889 [kJ/kmol]
 h1_CO2=-393612 [kJ/kmol]
 h1_H2O=-241904 [kJ/kmol]
 h1_N2=-72,92 [kJ/kmol]
 h1_O2=-73,75 [kJ/kmol]
 h2_C2H6=-84678 [kJ/kmol]
 h2_C3H8=-103862 [kJ/kmol]
 h2_C4H10=-126168 [kJ/kmol]
 h2_CH4=-74877 [kJ/kmol]
 h2_CO2=-393527 [kJ/kmol]
 h2_H2O=-241827 [kJ/kmol]
 h2_N2=-5,834 [kJ/kmol]
 h2_O2=-5,899 [kJ/kmol]
 h3_CO2=-368156 [kJ/kmol]
 h3_H2O=-221869 [kJ/kmol]
 h3_N2=16644 [kJ/kmol]
 h9_CO2=-388454 [kJ/kmol]
 h9_H2O=-237488 [kJ/kmol]
 h9_N2=3721 [kJ/kmol]
 h[0]=-4277,80 [kJ/kmol]
 h[1]=-4351,09 [kJ/kmol]
 h[2]=-80562,66 [kJ/kmol]
 h[3]=-68070,93 [kJ/kmol]
 h[4]=5546,36 [kJ/kmol]
 h[5]=4445,68 [kJ/kmol]
 h[6]=1684,70 [kJ/kmol]
 h[7]=3937,02 [kJ/kmol]
 h[8]=5097,25 [kJ/kmol]
 h[9]=-82246,54 [kJ/kmol]
 h_0_Ar=-5010 [kJ/kmol]
 h_0_C2H6=-85946 [kJ/kmol]
 h_0_C3H8=-105619 [kJ/kmol]
 h_0_C4H10=-128544 [kJ/kmol]
 h_0_CH4=-75765 [kJ/kmol]
 h_0_CO2=-394428 [kJ/kmol]
 h_0_gn=-81504 [kJ/kmol]
 h_0_H2O=-242663 [kJ/kmol]
 h_0_N2=-727,5 [kJ/kmol]
 h_0_O2=-739,6 [kJ/kmol]
 h_0_p=-490546 [kJ/kmol]
 m_dot[1]=0,078775 [kg/s]
 m_dot[2]=0,004747 [kg/s]
 m_dot[3]=0,083522 [kg/s]
 m_dot[4]=0,845192 [kg/s]
 m_dot[5]=0,845192 [kg/s]
 m_dot[6]=0,413035 [kg/s]
 m_dot[7]=0,413035 [kg/s]
 m_dot[8]=0,413035 [kg/s]
 m_dot[9]=0,083522 [kg/s]
 n_Ar=10,4132
 n_CO2p=1,121
 n_dot[1]=0,002749 [kmol/s]
 n_dot[2]=0,000259 [kmol/s]
 n_dot[3]=0,003026 [kmol/s]
 n_dot[4]=0,046915 [kmol/s]
 n_dot[5]=0,046915 [kmol/s]
 n_dot[6]=0,022927 [kmol/s]
 n_dot[7]=0,022927 [kmol/s]
 n_dot[8]=0,022927 [kmol/s]
 n_dot[9]=0,003026 [kmol/s]
 n_gn=1
 n_H2Op=2,268
 n_N2p=8,088
 n_p=11,4774
 n_reag=11,4131
 PCI_bar_gnv=809753 [kJ/kmol]
 PCI_GNV=36130 [kJ/m³]
 PM_ar=28,66 [kg/kmol]
 PM_C2H6=30,07 [kg/kmol]
 PM_C3H8=44,1 [kg/kmol]
 PM_C4H10=58,12 [kg/kmol]
 PM_CH4=16,04 [kg/kmol]
 PM_CO2=44,01 [kg/kmol]
 PM_gn=18,34 [kg/kmol]
 PM_H2O=18,02 [kg/kmol]
 PM_N2=28,01 [kg/kmol]
 PM_O2=32 [kg/kmol]
 PM_p=27,6 [kg/kmol]
 P[0]=101,33 [kPa]
 P[1]=101,33 [kPa]
 P[2]=104,42 [kPa]
 P[3]=101,33 [kPa]
 P[4]=280,90 [kPa]
 P[5]=280,90 [kPa]
 P[6]=512,93 [kPa]
 P[7]=512,93 [kPa]
 P[8]=512,93 [kPa]
 P[9]=101,33 [kPa]
 P_0=101,3 [kPa]
 Q_dot=-43,64 [kW]
 Q_dot_TC2=16,3 [kW]
 R=8,314 [kJ/kmole-K]
 RAC_massica=16,27 [kg/kg]
 RAC_molar=10,41 [kmol/kmol]
 rho_arcn=1,278607 [kg/m³]
 rho_aref=983,8 [kg/m³]
 rho_arsecn=1,292 [kg/m³]
 rho_asv=997,9 [kg/m³]
 rho_GNVcn=0,8185 [kg/m³]
 s0_C2H6=229,5 [kJ/kmol-K]
 s0_C3H8=269,9 [kJ/kmol-K]
 s0_C4H10=310,1 [kJ/kmol-K]
 s0_CH4=186,1 [kJ/kmol-K]
 s0_CO2=213,6 [kJ/kmol-K]
 s0_N2=191,4 [kJ/kmol-K]
 s0_O2=204,9 [kJ/kmol-K]
 s0_ar=199,1 [kJ/kmol-K]
 s0_C2H6=252,5 [kJ/kmol-K]
 s0_C3H8=302,9 [kJ/kmol-K]
 s0_C4H10=348,9 [kJ/kmol-K]
 s0_CH4=187,1 [kJ/kmol-K]
 s0_CO2gn=248,8 [kJ/kmol-K]
 s0_CO2p=232,9 [kJ/kmol-K]
 s0_gn=196,2 [kJ/kmol-K]
 s0_H2Oar=222,2 [kJ/kmol-K]
 s0_H2OI=69,95 [kJ/kmol-K]
 s0_H2Op=202,1 [kJ/kmol-K]
 s0_N2ar=193,5 [kJ/kmol-K]
 s0_N2gn=232 [kJ/kmol-K]
 s0_N2p=194,3 [kJ/kmol-K]

s0_O2ar=218 [kJ/kmol-K]
 s0_O2gn=281,5 [kJ/kmol-K]
 s0_p=199,6 [kJ/kmol-K]
 s0_water=6,61 [kJ/kmol-K]
 s1_H2O=221,9 [kJ/kmol-K]
 s1_N2=193,3 [kJ/kmol-K]
 s1_O2=217,8 [kJ/kmol-K]
 s2_C2H6=252,2 [kJ/kmol-K]
 s2_C3H8=302,6 [kJ/kmol-K]
 s2_C4H10=348,6 [kJ/kmol-K]
 s2_CH4=186,9 [kJ/kmol-K]
 s2_CO2=248,5 [kJ/kmol-K]
 s2_N2=231,7 [kJ/kmol-K]
 s2_O2=281,2 [kJ/kmol-K]
 s3_CO2=279,7 [kJ/kmol-K]
 s3_H2O=239,4 [kJ/kmol-K]
 s3_N2=225,6 [kJ/kmol-K]
 s9_CO2=247 [kJ/kmol-K]
 s9_H2O=214,2 [kJ/kmol-K]
 s9_N2=204,7 [kJ/kmol-K]
 s[0]=199,07 [kJ/kmol-K]
 s[1]=198,82 [kJ/kmol-K]
 s[2]=195,91 [kJ/kmol-K]
 s[3]=233,65 [kJ/kmol-K]
 s[4]=17,97 [kJ/kmol-K]
 s[5]=14,72 [kJ/kmol-K]
 s[6]=5,90 [kJ/kmol-K]
 s[7]=13,16 [kJ/kmol-K]
 s[8]=16,65 [kJ/kmol-K]
 s[9]=210,70 [kJ/kmol-K]
 s_0_ar=196,5 [kJ/kmol-K]
 s_0_C2H6=248 [kJ/kmol-K]
 s_0_C3H8=296,7 [kJ/kmol-K]
 s_0_C4H10=340,5 [kJ/kmol-K]
 s_0_CH4=184 [kJ/kmol-K]
 s_0_CO2gn=245,6 [kJ/kmol-K]
 s_0_CO2p=229,7 [kJ/kmol-K]
 s_0_gn=192,9 [kJ/kmol-K]
 s_0_H2Oar=219,2 [kJ/kmol-K]
 s_0_H2Op=199,1 [kJ/kmol-K]
 s_0_N2ar=191 [kJ/kmol-K]
 s_0_N2gn=229,4 [kJ/kmol-K]
 s_0_N2p=191,8 [kJ/kmol-K]
 s_0_O2ar=215,5 [kJ/kmol-K]
 s_0_O2gn=278,9 [kJ/kmol-K]
 s_0_p=196,9 [kJ/kmol-K]
 T[0]=298,15 [K]
 T[1]=295,65 [K]
 T[2]=297,95 [K]
 T[3]=849,85 [K]
 T[4]=346,65 [K]
 T[5]=332,05 [K]
 T[6]=295,35 [K]
 T[7]=325,25 [K]
 T[8]=340,65 [K]
 T[9]=425,65 [K]
 T_0=273,1 [K]
 Vo=22,41 [m³/kmol]
 V_dot_0_GN=20,88 [m³/h]
 V_dot_2_GNV=22,1 [m³/h]
 V_dot_asv=1,49 [m³/h]
 W_dot_e=59,15 [kW]
 x_ar=1
 x_C2H6=0,0627
 x_C3H8=0,0188
 x_C4H10=0,0094
 x_CH4=0,8869
 x_CO2gn=0,0145
 x_CO2p=0,0977
 x_gn=1
 x_H2Oar=0,01769
 x_H2Op=0,1976
 x_N2ar=0,776
 x_N2gn=0,0076
 x_N2p=0,7047
 x_O2ar=0,2063
 x_O2gn=0,0001
 x_p=1

APÊNDICE “E”

Tabela E1: Valores de vazão e entalpia molar determinados com EES para todas as potencias ensaiadas, segundo a figura 4.1.

Potencia Gerada	Vazão Molar GN	Vazão Molar Água Serv.	\bar{h}_1	\bar{h}_2	\bar{h}_3	\bar{h}_4	\bar{h}_5	\bar{h}_6	\bar{h}_7	\bar{h}_8	\bar{h}_9
[kW]	[kmol/s]	[kmol/s]	[kJ/kmol]	[kJ/kmol]	[kJ/kmol]	[kJ/kmol]	[kJ/kmol]	[kJ/kmol]	[kJ/kmol]	[kJ/kmol]	[kJ/kmol]
33,67	0,000199	0,026758	-4271,9	-80481,9	-70211,7	5463,4	4023,8	1831,5	3330,8	4046,4	-84173,5
34,00	0,000205	0,026759	-4271,9	-80466,5	-70135,1	5455,8	4023,8	1823,9	3323,3	4061,4	-84126,8
34,53	0,000209	0,032141	-4289,5	-80512,7	-70142,1	5418,1	3956,0	1823,6	3089,4	3729,7	-84410,2
35,00	0,000209	0,026759	-4271,9	-80466,5	-70047,9	5463,4	4038,9	1823,9	3338,3	4091,6	-84080,0
35,75	0,000210	0,032142	-4292,5	-80505,0	-70100,2	5418,1	3956,0	1816,1	3097,0	3737,2	-84360,4
35,90	0,000214	0,031368	-4204,5	-80370,2	-69992,1	5455,8	3918,4	1861,4	3142,3	3812,7	-84341,7
36,50	0,000212	0,032290	-4295,4	-80508,9	-69985,2	5433,2	3933,4	1868,8	3172,3	3820,1	-84232,7
37,20	0,000214	0,030737	-4172,2	-80339,3	-69842,1	5478,5	4038,9	2012,1	3360,8	4068,8	-83992,7
37,95	0,000213	0,026609	-4254,3	-80420,3	-71135,0	5455,8	4121,8	1778,7	3368,5	4144,3	-83902,2
38,15	0,000213	0,032139	-4269,0	-80478,1	-69901,4	5433,2	3986,2	1838,7	3142,2	3812,6	-84157,9
38,60	0,000217	0,032289	-4292,5	-80505,0	-69786,2	5448,3	3956,0	1876,3	3210,0	3880,4	-84089,4
39,43	0,000216	0,032288	-4274,9	-80485,8	-70110,7	5455,8	3956,0	1883,9	3210,0	3850,2	-84229,6
39,71	0,000219	0,032287	-4263,1	-80451,1	-69691,8	5455,8	3963,6	1891,4	3262,7	3948,2	-83964,6
40,29	0,000217	0,020609	-4213,3	-80393,3	-69856,0	5538,8	4475,8	1792,8	3879,8	4859,2	-83530,5
40,67	0,000213	0,041842	-4266,1	-80435,7	-69705,8	5418,1	3730,1	1725,3	2780,2	3375,4	-84634,2
41,44	0,000223	0,032443	-4251,4	-80439,6	-69586,9	5455,8	4001,2	1876,3	3194,9	3887,9	-83970,9
41,75	0,000223	0,033210	-4192,8	-80347,0	-69502,9	5470,9	3963,6	1891,4	3142,2	3850,2	-84020,8
42,58	0,000222	0,032138	-4257,3	-80462,7	-69478,4	5455,8	4054,0	1853,7	3232,6	3940,6	-83855,4
42,78	0,000224	0,035206	-4178,1	-80335,4	-69457,4	5470,9	4001,2	1906,1	3194,6	3917,7	-83886,6
43,26	0,000222	0,031533	-4289,5	-80470,4	-69551,9	5478,5	4151,9	1755,9	3164,9	3895,6	-83964,6
43,53	0,000221	0,031531	-4277,8	-80474,2	-69485,4	5470,9	3993,7	1770,5	3179,5	3895,1	-83836,7
43,73	0,000226	0,032443	-4251,4	-80439,6	-69338,3	5478,5	4031,4	1876,3	3232,6	3948,2	-83783,6
44,41	0,000227	0,033209	-4181,0	-80335,4	-69509,9	5486,0	3993,7	1898,9	3194,9	3918,0	-83861,7
45,95	0,000228	0,032137	-4254,3	-80462,7	-69169,9	5463,4	4084,1	1861,3	3277,8	4015,9	-83639,9
47,08	0,000227	0,034144	-4236,8	-80397,2	-69131,3	5470,9	3933,4	1777,4	3073,4	3796,6	-83774,2
47,85	0,000231	0,037067	-4251,4	-80404,9	-69061,1	5463,4	3918,4	1770,0	3035,9	3744,0	-83771,1
59,15	0,000259	0,022927	-4351,1	-80562,7	-68070,9	5546,4	4445,7	1684,7	3937,0	5097,3	-82246,5

Nota: As entalpias \bar{h}_1 , \bar{h}_2 , \bar{h}_3 e \bar{h}_9 são entalpias absolutas determinadas segundo os princípios de mistura de gases ideais.

Tabela E2: Valores de entropia molar determinadas com EES para todas as potencias ensaiadas nos pontos indicados na fig. 4.1

Potencia Gerada [kW]	\bar{S}_1 [kJ/kmol-K]	\bar{S}_2 [kJ/kmol-K]	\bar{S}_3 [kJ/kmol-K]	\bar{S}_4 [kJ/kmol-K]	\bar{S}_5 [kJ/kmol-K]	\bar{S}_6 [kJ/kmol-K]	\bar{S}_7 [kJ/kmol-K]	\bar{S}_8 [kJ/kmol-K]	\bar{S}_9 [kJ/kmol-K]
33,67	199,09	196,19	231,04	17,73	13,44	6,41	11,29	13,51	205,81
34,00	199,09	196,23	231,13	17,70	13,44	6,38	11,26	13,56	205,94
34,53	199,03	196,08	231,13	17,60	13,23	6,38	10,52	12,54	205,16
35,00	199,09	196,23	231,24	17,73	13,49	6,38	11,31	13,65	206,07
35,75	199,02	196,10	231,18	17,60	13,23	6,36	10,55	12,56	205,29
35,90	199,31	196,55	231,31	17,70	13,12	6,51	10,69	12,79	205,35
36,50	199,01	196,09	231,32	17,64	13,16	6,53	10,79	12,82	205,65
37,20	199,42	196,65	231,50	17,77	13,49	7,01	11,38	13,58	206,30
37,95	199,15	196,38	229,85	17,70	13,74	6,23	11,41	13,81	206,55
38,15	199,10	196,19	231,43	17,64	13,33	6,43	10,69	12,79	205,85
38,60	199,02	196,10	231,57	17,68	13,23	6,56	10,91	13,00	206,04
39,43	199,08	196,17	231,17	17,70	13,23	6,58	10,91	12,91	205,66
39,71	199,12	196,29	231,69	17,70	13,26	6,61	11,07	13,21	206,38
40,15	199,09	196,29	231,46	17,70	13,39	6,23	11,00	13,28	206,49
40,29	199,08	196,29	231,58	17,70	13,21	6,08	10,84	13,12	206,06
40,67	199,11	196,36	231,67	17,60	12,54	6,05	9,53	11,43	204,52
41,44	199,16	196,32	231,82	17,70	13,37	6,56	10,86	13,02	206,36
41,75	199,35	196,63	231,92	17,75	13,26	6,61	10,69	12,91	206,23
42,58	199,14	196,24	231,96	17,70	13,53	6,48	10,98	13,19	206,67
42,78	199,40	196,67	231,98	17,75	13,37	6,66	10,86	13,12	206,59
43,26	199,03	196,22	231,86	17,77	13,83	6,15	10,76	13,05	206,38
43,53	199,07	196,20	231,95	17,75	13,35	6,20	10,81	13,05	206,72
43,73	199,16	196,32	232,13	17,77	13,46	6,56	10,98	13,21	206,86
44,41	199,39	196,67	231,92	17,79	13,35	6,63	10,86	13,12	206,66
45,95	199,15	196,24	232,33	17,73	13,63	6,51	11,12	13,42	207,24
47,08	199,21	196,48	232,38	17,75	13,16	6,23	10,48	12,75	206,89
47,85	199,16	196,44	232,47	17,73	13,12	6,20	10,36	12,58	206,90
59,15	198,82	195,91	233,65	17,97	14,72	5,90	13,16	16,65	210,70

Nota: As entropias \bar{s}_1 , \bar{s}_2 , \bar{s}_3 e \bar{s}_9 são entropias absolutas determinadas segundo os princípios de mistura de gases ideais.

Tabela E3: Taxas de exergia nos pontos indicados na figura 4.1.

Potencia Gerada [kW]	\dot{E}_1 [kW]	\dot{E}_2 [kW]	\dot{E}_3 [kW]	\dot{E}_4 [kW]	\dot{E}_5 [kW]	\dot{E}_6 [kW]	\dot{E}_7 [kW]	\dot{E}_8 [kW]	\dot{E}_8 [kW]
33,67	3,10	161,47	23,74	8,51	4,00	1,29	2,47	3,89	8,72
34,00	3,18	165,70	24,47	8,52	4,02	1,29	2,46	3,92	8,97
34,53	3,25	169,29	24,99	8,32	3,83	1,54	2,53	3,83	9,04
35,00	3,25	169,46	25,16	8,68	4,12	1,29	2,48	4,00	9,19
35,75	3,26	169,84	25,14	8,42	3,88	1,54	2,54	3,85	9,09
35,90	3,32	173,01	25,78	7,95	3,52	1,51	2,56	3,94	9,27
36,50	3,30	171,79	25,60	8,45	3,81	1,54	2,68	4,07	9,25
37,20	3,32	173,02	26,01	8,85	4,17	1,49	2,89	4,52	9,43
37,95	3,31	172,26	23,91	9,65	4,82	1,29	2,52	4,10	9,43
38,15	3,31	172,36	25,82	8,72	4,06	1,54	2,62	4,04	9,32
38,60	3,37	175,50	26,47	8,75	3,97	1,54	2,75	4,23	9,52
39,43	3,36	175,21	25,92	8,69	3,93	1,54	2,75	4,15	9,44
39,71	3,41	177,33	26,90	9,03	4,10	1,54	2,84	4,41	9,68
40,29	3,31	172,55	26,03	8,76	3,94	1,45	2,51	4,01	9,36
40,67	3,32	172,64	26,17	7,82	3,13	2,01	2,70	3,95	9,13
41,44	3,46	180,24	27,51	8,95	4,16	1,55	2,73	4,27	9,83
41,75	3,48	180,95	27,76	8,44	3,81	1,59	2,70	4,27	9,85
42,58	3,45	179,65	27,60	9,62	4,62	1,54	2,77	4,37	9,86
42,78	3,48	181,25	27,88	9,45	4,37	1,67	2,95	4,71	9,93
43,26	3,46	179,96	27,53	10,29	5,19	1,53	2,61	4,18	9,82
43,53	3,44	179,36	27,55	9,21	4,24	1,51	2,62	4,16	9,85
43,73	3,51	182,86	28,33	9,34	4,38	1,55	2,80	4,43	10,08
44,41	3,54	184,04	28,22	8,89	4,06	1,59	2,80	4,45	10,10
45,95	3,55	184,92	28,93	10,08	4,91	1,54	2,86	4,58	10,27
47,08	3,54	184,18	28,88	8,82	3,91	1,61	2,62	4,21	10,15
47,85	3,60	187,38	29,51	9,27	4,09	1,75	2,79	4,43	10,33
59,15	4,03	209,58	34,93	14,86	8,60	1,23	3,21	5,98	12,74

APENDICE “F”

Especificaciones do Chiller WFC SC10 brometo de lítio para produção de água gelada:

1.3 Specification Table

Item			WFC-SK10	WFC-SC10	WFC-SK20	WFC-SC20	WFC-SK30	WFC-SC30
Cooling capacity			kW		35		70	
Heating capacity			kW		48.6		-	
Chilled-hot water	Temperature (cooling)	Inlet	°C					
		Outlet	12.5					
	Temperature (heating)	Inlet	47.4		-		47.4	
		Outlet	55		-		55	
	Evaporator pressure loss		kPa		56.1		65.8	
	Maximum operating pressure		kPa		588			
	Flow rate		l/s		1.53		3.06	
Water retention volume		l		17		46		
Cooling water	Heat rejection		kW		85.5		171	
	Temperature	Inlet	°C					
		Outlet	31.0					
	Absorber/condenser pressure loss		kPa		85.3		45.3	
	Coil fouling factor M ² hr ² KA/W		0.086					
	Maximum operating pressure		kPa		588			
	Flow rate		l/s		5.1		10.2	
Water retention volume		l		66		124		
Heat medium	Heat input		kW		50.2		100.4	
	Temperature	Inlet	°C					
		Outlet	88					
		Range	70 - 95					
	Generator pressure loss		kPa		90.4		46.4	
	Maximum operating pressure		kPa		588			
	Flow rate		l/s		2.4		4.8	
Water retention volume		l		20.8		53.1		
Electrical	Power supply		400 3 Phase 50Hz					
	Consumption		W		210		260	
	Current		A		0.43		0.92	
Control	Cooling		On - Off					
	Heating		On - Off					
Dimensions	Width		mm		760		1,060	
	Depth		mm		970		1,300	
	Height (includes fixing plate)		mm		1,920		2,030	
Weight	Dry		kg		500		930	
	Operating		kg		604		1,156	
Acoustics		Noise level dB(A)		46		49		
Piping Diameter (A)	Chilled-hot water		mm		40		50	
	Cooling water		mm		50		65	
	Heat medium		mm		40		50	
Cabinet and finish			Weatherproof cabinet suitable for indoor or outdoor application comprising silver metallic pre-painted hot dip zinc coated sheet steel exterior panels.					