

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Johnathan Anthony
Flores Arteaga..... E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 27.1.07.12010


.....
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Johnathan Anthony Flores Arteaga

**Análise Energética e Exergética de um Sistema
de Cogeração com Motores de Combustão
Interna**

Campinas, 2010

110/2010

Johnathan Anthony Flores Arteaga

Análise Energética e Exergética de um Sistema de Cogeração com Motores de Combustão Interna

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Denilson Boschiero do Espírito Santo

Co-orientador: Prof. Dr. Jorge Isaias Llagostera Beltran

Campinas

2010

i

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

F663a Flores Arteaga, Johnathan Anthony
Análise energética e exergética de um sistema de cogeração com motores de combustão interna / Johnathan Anthony Flores Arteaga. --Campinas, SP: [s.n.], 2010.

Orientadores: Denilson Boschiero do Espirito Santo, Jorge Isaias Llagostera Beltran.

Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Energia elétrica e calor - Cogeração. 2. Motores de combustão interna. 3. Chiller. 4. Absorção. 5. Simulação. I. Espirito Santo, Denilson Boschiero do. II. Llagostera Beltran, Jorge Isaias. III. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. IV. Título.

Título em Inglês: Energy and exergy analysis of a cogeneration system using an internal combustion engine

Palavras-chave em Inglês: Electricity and heat - Cogeneration, Internal combustion engines, Chiller, Absorption, Simulation

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Silvia Azucena Nebra de Pérez, Silvio Oliveira Junior

Data da defesa: 27/07/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

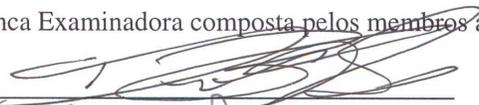
**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

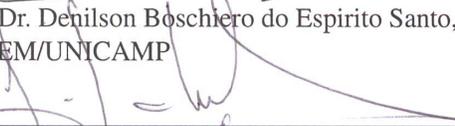
**Análise Energética e Exergética de um Sistema
de Cogeração com Motores de Combustão
Interna**

Autor: Johnathan Anthony Flores Arteaga
Orientador: Prof. Dr. Denilson Boschiero do Espírito Santo
Co-orientador: Prof. Dr. Jorge Isaias Llagostera Beltran

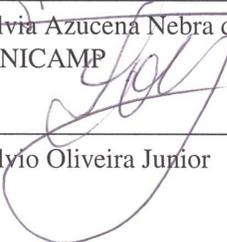
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Denilson Boschiero do Espírito Santo, Presidente
DE/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Silvia Azucena Nebra de Pérez
DE/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Silyio Oliveira Junior
POLI/USP

Campinas, 27 de Julho de 2010

Dedico este trabalho a meus pais Tereza e Pedro, a minha avó René, a meus irmãos, a minha sobrinha e a meus amigos.

AGRADECIMENTOS

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas e/ou instituições, as quais presto minha homenagem:

Aos meus pais Tereza e Pedro, pelos exemplos de determinação para uma vida melhor, pelos anos de esforço oferecidos para uma melhor educação e formação profissional e pelo amor e confiança.

A minha avó René pelos vários anos de dedicação e pelas demonstrações de carinho durante seus anos de vida.

Ao Prof. Denilson pela orientação, ensinamento, confiança, preocupação, amizade e, especialmente, pela oportunidade de estudar neste grandioso país e, assim, cumprir um dos meus objetivos mais importantes até hoje.

À Prof.^a Silvia pela oportunidade de participar das aulas que magnificamente ministrava e que contribuíram no desenvolvimento do presente trabalho.

Ao NIPE, projeto ECOGERA, pelo fornecimento dos dados de demanda de utilidades do HC-UNICAMP.

Aos professores do Curso de Engenharia Mecânica, pelo aprendizado nas diferentes disciplinas, especialmente ao Prof. Arnaldo Walter, Prof. Jorge Isaias Llagostera, Prof. Marcelo Ganzarolli, Prof.^a Araújo Pécora, Prof. Caio Glauco e o Prof. Kamal Ismail, quem influíram no meu interesse pela pesquisa.

Aos meus amigos e colegas do Departamento de Energia, especialmente ao Glauber pelo apoio desde meu primeiro dia neste país, ensinando muito sobre a cultura brasileira e sobre a vida, corrigindo meu português e compartilhando cada momento de alegria, sendo como uma família para mim.

Ao Juan pela oportunidade e apoio desde o início.

Ao Reynaldo pelo constante apoio durante meus estudos no Mestrado.

*Não deixe que a saudade sufoque, que a rotina
acomode, que o medo impeça de tentar.
Desconfie do destino e acredite em você. Gaste
mais horas realizando que sonhando, vivendo
que esperando, porque, embora quem quase
morre esteja vivo, quem quase vive já morreu.
Luiz Fernando Veríssimo*

RESUMO

Dentre as alternativas de geração de energia, os sistemas de cogeração provaram ser uma boa opção para a produção de energia distribuída em locais de carga elétrica e térmica coincidente. Estas demandas podem variar numa ampla faixa, o que faz com que os sistemas de cogeração atinjam alto fator de utilização de energia (FUE) em horas de coincidência de alta demanda e baixo FUE em horas de baixa demanda. As demandas de energia local podem variar de acordo com a hora do dia, nível de atividade e condição climática, sendo estas comparadas com a energia da máquina térmica para avaliar as diferentes opções de capacidade e de configurações do sistema de cogeração. A simulação de sistemas térmicos é uma ferramenta poderosa para o desenvolvimento de projetos e análises adequadas de usinas de energia, ajudando os projetistas a avaliar várias possibilidades e, assim, tentar tornar técnica e economicamente viável os sistemas de cogeração. Este estudo apresenta a avaliação de um sistema de cogeração com um motor de combustão interna a gás natural utilizando as demandas gerais do HC-UNICAMP. Programas computacionais são utilizados para a avaliação do sistema de cogeração, onde parâmetros e relações termodinâmicas são estabelecidos para uma condição de projeto e de operação anual. A performance do sistema de cogeração para um ano de operação é analisada através de oito conjuntos de perfis de demanda, classificados nas quatro estações do ano e, nestas, em dias úteis e dias não úteis. A análise de energia do sistema de cogeração permite visualizar a economia de energia que se pode obter com esta tecnologia, enquanto a análise exergética dos componentes do sistema identifica em forma qualitativa e quantitativa que componente pode ser otimizado para melhorar o desempenho do sistema de cogeração.

Palavras-Chave: Energia elétrica e calor - Cogeração; Motores de combustão interna; Chiller; Absorção; Simulação.

ABSTRACT

Among the alternatives of power generation, the cogeneration system proved to be a good option for distributed power production in sites of coincident electrical and thermal loads. These can vary in a large range making cogeneration systems achieve high-energy utilization factor (EUF) at hours of coincident high demands and low EUF at hours of small coincident demands. The site energy demands may vary with the hour of the day, level of activity and weather conditions, being compared with the energy of the prime mover to evaluate the different options for capacity and configuration of the cogeneration system. The simulation of thermal systems is a powerful tool for the development of suitable projects and analysis of power plants, helping designers to evaluate various possibilities trying to turn technically and economically feasible the cogeneration system. This study presents the evaluation of a cogeneration system with an internal combustion engine powered by natural gas, using the general demands of the HC-UNICAMP. Computational programs are used for the evaluation of the cogeneration system, where thermodynamic parameters and relations are established for conditions of project and annual operation. The performance of the cogeneration system for one-year of operation is analyzed using eight demand profile sets, classified in the four weather seasons and in weekdays and weekends. The energy analysis visualizes the energy savings that can be achieved with this technology, while the exergy analysis of the components identifies qualitative and quantitative, which component could be optimized to improve the performance of the cogeneration system.

Keywords: Electricity and heat - cogeneration; Internal combustion engines; Chiller; Absorption; Simulation.

LISTA DE FIGURAS

2.1	Cogeração com turbina a vapor de contrapressão.	7
2.2	Cogeração com turbina a vapor de condensação.	8
2.3	Cogeração com motor alternativo.	10
2.4	Usina de cogeração Sudokwon alimentada com gás de aterro.	12
2.5	Grupos geradores a gás G3412C suprem 790 kW e mais a energia térmica para climatização do aeroporto Zumbi dos Palmares.	13
2.6	Unidade de cogeração instalada e operada pela Ecogen no Caxias Shopping.	14
2.7	Cogeração com turbina a gás.	16
2.8	Sistema de cogeração do centro médico Dell Children's Medical Center.	16
2.9	Fábrica de têxtil Arvind Mills.	17
2.10	Turbinas a gás da Siemens que serão utilizadas na refinaria Tuapse.	18
2.11	Cogeração com micro-turbina.	19
2.12	Usina de cogeração a biogás em Kupferzell na Alemanha.	20
2.13	Classificação dos motores de ciclo Stirling.	21
2.14	Fluxograma do processo simplificado para o sistema híbrido célula de combustível de óxido sólido (SOFC)/Micro-turbina.	22
2.15	Companhia cervejeira Serra Nevada.	24
2.16	Micro-sistema de cogeração instalado na Universidade Jiao Tong.	25
2.17	Integração de micro-sistemas em sistemas de energia residenciais. Componentes: 1.Gerador, 2.Inversor, 3.Motor a gás, 4.Aquecedor, 5.Tanque de armazenamento de água quente, 6. Caldeira complementar.	25
2.18	Sistema de cogeração integrado na Universidade de Maryland.	26
2.19	Resfriador de líquido por absorção de duplo estágio Broad Co.	27
2.20	Usina de cogeração na Universidade de Illinois em Chicago.	28
3.1	Volume de controle de uma turbina.	36
3.2	Volume de controle de um motor de combustão interna.	37
3.3	Volume de controle de uma caldeira com queima.	39
3.4	Volume de controle de uma caldeira de recuperação.	40

3.5	Volume de controle de um sistema de refrigeração por absorção.	42
3.6	Volume de controle de um trocador de calor sem mistura.	43
3.7	Volume de controle de um trocador de calor de contato direto.	44
3.8	Volume de controle de uma bomba.	45
3.9	Volume de controle de uma torre de arrefecimento.	46
4.1	Alguns componentes do sistema de aquisição de dados.	49
4.2	Arquitetura do sistema de aquisição de dados.	50
4.3	Demanda de eletricidade.	51
4.4	Demanda de água quente para fins sanitários.	53
4.5	Demanda de vapor.	54
4.6	Carga térmica do hospital.	55
4.7	Dados climáticos.	56
4.8	Sistema de cogeração proposto para o HC UNICAMP.	58
4.9	Características do motor Jenbacher J320 GS C85.	59
4.10	Demanda de eletricidade e geração.	70
4.11	Fator de carga do motor durante um ano de operação.	71
4.12	Potência de refrigeração do resfriador de líquido por absorção.	72
4.13	Coefficiente de desempenho (COP) do resfriador de líquido por absorção.	73
4.14	Curva de desempenho para carga parcial em função da temperatura de projeto da torre de arrefecimento.	74
4.15	Perfil de temperatura do Circuito Secundário (CS).	75
4.16	Perfil de temperatura do Circuito Primário (CP).	76
4.17	Temperaturas dos gases de exaustão.	77
4.18	Temperaturas da água do circuito primário.	78
4.19	Fator de utilização de energia no verão.	79
4.20	Fator de utilização de energia no outono.	80
4.21	Fator de utilização de energia no inverno.	80
4.22	Fator de utilização de energia na primavera.	81
4.23	Eficiência exergética no verão.	82
4.24	Eficiência exergética no outono.	82
4.25	Eficiência exergética no inverno.	83

4.26 Eficiência exergética na primavera.	83
--	----

LISTA DE TABELAS

2.1	Características de células a combustível.	23
2.2	Cogeração utilizada em alguns países.	30
4.1	Parâmetros operacionais do sistema a plena carga com aproveitamento total da energia.	62
4.2	Avaliação dos componentes com o sistema a plena carga aproveitando toda a energia.	63
4.3	Parâmetros operacionais do sistema a plena carga sem aproveitamento da energia.	64
4.4	Avaliação dos componentes com o sistema a plena carga sem recuperar energia.	66
4.5	Dimensionamento das torres de arrefecimento.	67
4.6	Eletricidade consumida, gerada e importada (MWh/dia).	84
4.7	Balanço final da carga de resfriamento (MWh/diaderefrigerao).	85
4.8	Água quente para fins sanitários consumida e produzida nos dois circuitos do sistema (kWh/dia).	85
4.9	Energia consumida na situação atual.	86
4.10	Energia consumida com o sistema de cogeração de motor de combustão interna	86

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Abreviaturas

AFC	Células a combustível alcalinas
B	Bomba
CHILLER	Resfriador de líquido
COP	Coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração
CP	Circuito primário
CS	Circuito secundário
DU	Dias úteis
DNU	Dias não úteis
EUA	Estados Unidos de América
FUE	Fator de utilização de energia
HC	Hospital das Clínicas
MCFC	Células a combustível de carbonato fundido
MCI	Motor de combustão interna
PAFC	Células a combustível ácido fosfóricas
PCI	Poder calorífico inferior
PEMFC	Células a combustível com membrana de permuta protónica
SOFC	Células a combustível de óxido sólido
SP	São Paulo
TC	Trocadores de calor
TCGE	Trocador de calor de gases de exaustão
TR	Torre de arrefecimento
UE	União Europeia

Siglas

AE&E	Austrian Energy & Environment
------	-------------------------------

ARES	Advanced Reciprocating Engine Systems
ARICE	Advanced Reciprocating Internal Combustion Engine
CEPAGRI	Centro de Pesquisas Meteorológicas e Climáticas Aplicadas a Agricultura
COGEN	Associação da Indústria de Cogeração de Energia
COGMCI	Internal Combustion Engine Cogeneration Software Evaluator
COSPP	Cogeneration and On-Site Power Production
EES	Engineering Equation Solve
IEA	International Energy Agency
GETAC	Gas Engine Technical Advisory Committee
MPS	Modern Power Systems
NIPE	Núcleo Interdisciplinar de Planejamento Energético
PURPA	Public Utilities and Regulatory Policies Act
STM	Stirling Thermal Motors

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

ex	Exergia de fluxo específica	[kJ/kg]
Ex	Exergia de fluxo	[kW]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
\dot{m}	Fluxo mássico	[kg/s]
P	Pressão	[kPa]
\dot{Q}	Taxa de calor	[kW]
s	Entropia específica	[kJ/kg·K]
T	Temperatura	[°C]
w	Umidade absoluta do ar	[$kg_{vapor}/kg_{ar seco}$]
\dot{W}	Trabalho gerado pelo volume de controle	[kW]

Letras Gregas

ε	Eficiência exergética dos fluxos
ε_r	Eficiência exergética racional
ε_s	Eficiência exergética de segundo critério

Subscritos

a	Água
ag	Água gelada
ap	Água de reposição
aq	Água quente
ar	Ar
ars	Ar seco
at	Água da torre de arrefecimento
b	Bomba
c	Água de resfriamento da camisa do motor

<i>ch</i>	Sistema de refrigeração por absorção
<i>coge</i>	Sistema de cogeração
<i>comb</i>	Combustível
<i>cq</i>	Caldeira de queima
<i>cr</i>	Caldeira de recuperação
<i>d</i>	Exergia destruída
<i>e</i>	Entrada do volume de controle
<i>f</i>	Fluido frio
<i>fs</i>	Física
<i>g</i>	Gases de exaustão
<i>j</i>	Fronteira do volume de controle
<i>l</i>	Óleo lubrificante do motor
<i>m</i>	Motor
<i>mst</i>	Fluido de mistura
<i>o</i>	Ambiente de referencia
<i>q</i>	Fluido quente
<i>qm</i>	Química
<i>s</i>	Saída do volume de controle
<i>t</i>	Turbina
<i>ta</i>	Torre de arrefecimento
<i>tc</i>	Trocador de calor sem mistura
<i>tcd</i>	Trocador de calor de contato direto
<i>v</i>	Ventilador
<i>va</i>	Vapor

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	A cogeração	1
1.2	Objetivos	2
1.3	Estrutura do trabalho	2
2	COGERAÇÃO	5
2.1	Estado e Desenvolvimento das Tecnologias de Cogeração	6
2.1.1	Cogeração com Turbina a Vapor	6
2.1.2	Cogeração com Motor Alternativo	9
2.1.3	Cogeração com Turbina a Gás	15
2.1.4	Cogeração com Micro-turbinas	18
2.1.5	Cogeração com Motores Stirling	19
2.1.6	Cogeração com Células a Combustível	22
2.2	Sistemas de Cogeração em Operação	24
2.2.1	Micro-sistemas	24
2.2.2	Sistemas de Pequeno Porte	25
2.2.3	Sistemas de Médio Porte	26
2.2.4	Sistemas de Grande Porte	27
2.3	Cogeração no Mundo	29
3	ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA: COMPONENTES DE SISTEMAS DE CO-GERAÇÃO	33
3.1	Turbinas	35
3.2	Motor de combustão interna	36
3.3	Caldeira com queima	38
3.4	Caldeira de recuperação	40
3.5	Sistema de refrigeração por absorção	41
3.6	Trocadores de calor sem mistura	42
3.7	Trocadores de calor de contato direto	44

3.8	Bombas	44
3.9	Torres de arrefecimento	45
3.10	Avaliação da eficiência de um sistema de cogeração	47
4	ESTUDO DE CASO: HC UNICAMP	49
4.1	Demandas de energia do HC UNICAMP	49
4.1.1	Demanda de eletricidade	52
4.1.2	Demanda de água quente para fins sanitários	52
4.1.3	Demanda de vapor	52
4.1.4	Carga térmica do hospital	55
4.1.5	Temperatura de bulbo seco e umidade relativa	57
4.2	Descrição do sistema de cogeração	57
4.3	Condição de projeto do sistema de cogeração	60
4.4	Análise Energética e Exergética	61
4.4.1	Sistema de cogeração a plena carga com aproveitamento total da energia	61
4.4.2	Sistema de cogeração a plena carga sem aproveitamento da energia	64
4.4.3	Dimensionamento das torres de arrefecimento	67
4.4.4	Simulação do sistema de cogeração	68
5	CONCLUSÃO	89
	REFERÊNCIAS	91
	APÊNDICE A - AVALIAÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO A PLENA CARGA COM APROVEITAMENTO TOTAL DA ENERGIA	101
	APÊNDICE B - AVALIAÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO A PLENA CARGA SEM APROVEITAMENTO DA ENERGIA TÉRMICA	113
	APÊNDICE C - CÁLCULO E SIMULAÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR UTILIZANDO O MÉTODO NTU	125

1 INTRODUÇÃO

1.1 A cogeração

No tempo em que o homem começou a usar a energia tanto para seu conforto quanto para processos produtivos na indústria, os primeiros sistemas de cogeração apareceram para a produção simultânea de eletricidade e calor. Devido ao avanço da tecnologia, a cogeração foi perdendo espaço no mercado - as grandes centrais começaram a empregar novos conceitos de geração e de interligação de sistemas elétricos - fornecendo um bom serviço a baixos custos.

A procura por um melhor uso das fontes primárias de energia e uma melhoria na qualidade do fornecimento de energia elétrica despertaram o interesse na “geração distribuída” como uma das alternativas para obter essa finalidade. Dentro desse conceito surgem os sistemas de cogeração, que podem operar com alta eficiência térmica, resultando em baixos custos e na redução das emissões gasosas nocivas, quando comparados aos métodos convencionais de produção separada de eletricidade e calor.

Os sistemas de cogeração podem ser relacionados com usinas de vários tamanhos que variam de sistemas de pequena escala (para edifícios residenciais) a sistemas de grande escala, para fins industriais. A cogeração é adequada para aplicações comerciais já que a eletricidade e o calor produzidos pelo sistema podem ser usados para suprir as demandas de energia destes locais.

As aplicações comerciais adequadas para a cogeração incluem hospitais, edifícios institucionais, shopping centers, hotéis, edifícios de escritórios e edifícios residenciais simples ou multifamiliares.

As aplicações de cogeração em edifícios têm que satisfazer uma ou ambas demandas de energia (elétrica e térmica) de forma completa ou parcial. Dependendo da magnitude das cargas elétrica e térmica e da estratégia operacional, o sistema de cogeração pode ser operado a carga parcial, o excedente de energia pode ser armazenado ou vendido, e as deficiências podem ser compensadas através da compra de energia elétrica (rede elétrica) ou da produção complementar de calor (caldeira complementar).

Impactos ambientais, recursos naturais e um mercado elétrico competitivo são fatores que tornam importante o projeto de sistemas de cogeração eficientes, ou seja, sistemas que economi-

zem energia primária. A escolha adequada de um sistema de cogeração envolve varias questões, tais como as características de desempenho dos principais equipamentos, perfis de carga, dados climáticos, imposições regulamentares, oportunidades comerciais e os conhecimentos dos custos e preços sobre sua análise de viabilidade.

1.2 Objetivos

O projeto de sistemas de cogeração de alta eficiência térmica é mais facilmente obtido mediante o uso de programas de simulação, que avaliam as vantagens energética e exergética destes sistemas em comparação a sistemas existentes em operação, para atender as mesmas demandas de utilidades.

O objetivo principal deste trabalho é desenvolver uma análise de um sistema de cogeração com motor de combustão interna utilizando programas computacionais. Em uma primeira etapa, parâmetros de projeto são definidos e uma análise energética e exergética é desenvolvida utilizando o programa EES. Posteriormente um programa de simulação de sistema de cogeração é utilizado para avaliar a operação do sistema atendendo perfis de demandas de energia do Hospital de Clinicas da Unicamp. Além disso, serão feitas análises de economia de energia primária, fator de utilização de energia, destruição de exergia e eficiência exergética dos componentes e do sistema global. O desenvolvimento da análise permite um estudo detalhado do sistema.

1.3 Estrutura do trabalho

O trabalho foi dividido em duas partes: inicia-se com a parte de revisão bibliográfica e análise termodinâmica de equipamentos para, depois, partir para o estudo de caso (aplicação termodinâmica). Na primeira parte, o Capítulo 2, apresenta-se as características dos sistemas de cogeração acionados por diferentes máquinas térmicas e sua participação no mundo. No capítulo 3, por sua vez, são apresentadas as diferentes relações de análise de primeira lei e de segunda lei para diversos componentes de um sistema de cogeração e para o sistema global.

Na segunda parte do trabalho, um estudo de caso volta-se a aplicação dos conceitos (Capí-

tulo 4). Neste capítulo mostra-se as demandas de energia do Hospital das Clínicas da Unicamp, o sistema de cogeração proposto para atender suas demandas, a condição de projeto do sistema, a análise energética e exergética do sistema operando a plena carga e a simulação do sistema de cogeração atendendo as demandas de energia.

A concretização das observações obtidas ao longo do desenvolvimento do trabalho é apresentada no Capítulo 5, através das conclusões dos resultados obtidos na avaliação do sistema de cogeração.

2 COGERAÇÃO

A cogeração é a produção de mais de uma forma de energia, a partir de uma mesma fonte de energia primária. Usualmente os sistemas de cogeração são mais eficientes que os convencionais pois produzem eletricidade a nível local e recuperam a energia térmica rejeitada dos dispositivos de geração (ex. turbinas de vapor, turbinas a gás, motores alternativos). Assim, são reduzidas as irreversibilidades presentes na transformação de um tipo de energia em outra. A energia recuperada pode ser usada como fonte de energia térmica para outro componente (sistemas de condicionamento de ar, aquecimento de água e vapor, processos industriais). Aliás, como resultado da melhor eficiência de uso do combustível a cogeração permite a preservação de reservas de energias não renováveis e a redução dos poluentes ambientais.

A cogeração é uma tecnologia provada e confiável, usada principalmente há mais de cem anos em usinas termoelétricas de uso distrital e em aplicações industriais. O conceito de cogeração tem seu início nos anos 1880, quando o vapor era a fonte primária de energia na indústria e a eletricidade energia como produto para obtenção de potência motora e iluminação (ORLANDO, 1996).

Durante o início do século XX a maior geração de eletricidade provinha do uso de caldeiras a carvão e turbinas a vapor, com o uso do vapor de escape em aplicações industriais. Nos Estados Unidos, aproximadamente 58% do total de energia para uso local produzida por usinas de energia era cogerada (ONOVWIONA; UGURSAL, 2006).

Segundo Onovwiona e Ugursal (2006), a redução dos custos da eletricidade, o incremento de políticas de regulamento de geração de eletricidade, os baixos custos dos combustíveis e os avanços em tecnologia foram os fatores do declínio da cogeração: representando, nos Estados Unidos, só 15% do total da capacidade de geração de eletricidade em 1950 e caindo para 5% em 1974.

No entanto, depois da crise do petróleo em 1973, os sistemas de cogeração receberam maior atenção devido ao seu baixo consumo de combustível e emissões ambientais, sendo notavelmente impulsados pela publicação em 1978 do PURPA (*“Public Utilities and Regulatory Policies Act”*), o estabeleceu que o desenho e a operação desse tipo de sistemas é mais eficiente do que os sistemas de geração de eletricidade e energia térmica separados (ORLANDO, 1996).

Embora nos últimos anos os governos no mundo, especialistas, fabricantes e usuários reconhecerem que os sistemas de cogeração são uma boa alternativa para a produção de energia, a parcela de geração de energia descentralizada (incluída a cogeração) no mercado mundial re-

apresenta só 7%, dado que não mudou entre 2001 e 2003. O mercado dos sistemas de cogeração cresceu significativamente nos Estados Unidos até 2002, mas desde então diminuiu drasticamente. Na Europa, o mercado da cogeração não variou durante os anos de 2002 a 2006. Entretanto alguns mercados de países em desenvolvimento estão começando a surgir, incluindo a China, o Brasil e a Índia. Contudo, estima-se que o “boom” destes crescentes mercados levará mais tempo e esforço do que os mercados dos países desenvolvidos. O ano de 2004 pode ser reconhecido como o ponto de partida do crescimento mundial para o mercado dos sistemas de cogeração (WU; WANG, 2006).

2.1 Estado e Desenvolvimento das Tecnologias de Cogeração

Em sistemas de cogeração, a eficiência de utilização de energia alcança valores maiores que 80% em comparação com a média de 30-35% em termelétricas convencionais de combustíveis fósseis, isto porque uma parcela da energia primária total é recuperada para diferentes aplicações.

As tecnologias de cogeração constam de componentes relacionados a conversão, recuperação e manejo de energia. Entre essas tecnologias, os impulsores (que convertem a energia térmica ou química em energia elétrica) desempenham um papel fundamental; pois eles são o coração de qualquer sistema de cogeração e, em certa medida, eles determinam as possibilidades e a disponibilidade de outras tecnologias relacionadas.

2.1.1 Cogeração com Turbina a Vapor

Neste tipo de sistema, a energia mecânica é produzida pela expansão de um vapor de alta pressão através de uma turbina, gerado numa caldeira de vapor. Turbinas de vapor representam a tecnologia mais comum utilizada em usinas e indústrias, disponíveis numa ampla gama de tamanhos. Este sistema obtém uma eficiência global mais alta (85% a 90%) que um sistema de turbina a gás, devido principalmente a seu menor rendimento na transformação de energia térmica em trabalho mecânico (GONZALES, 2004).

As turbinas a vapor podem ser divididas de acordo à pressão de saída do vapor em: contrapressão e condensação. As turbinas de contrapressão (Figura 2.1) operam com uma pressão de saída

pelo menos igual à pressão atmosférica, enviam o vapor diretamente ao processo sem a presença do condensador, e são adequadas para alguns locais com uma demanda de vapor de pressão intermediária. As turbinas de condensação (Figura 2.2) trabalham com uma pressão de saída inferior a atmosférica, e possuem maior potência que as turbinas de contrapressão para as mesmas condições de entrada.

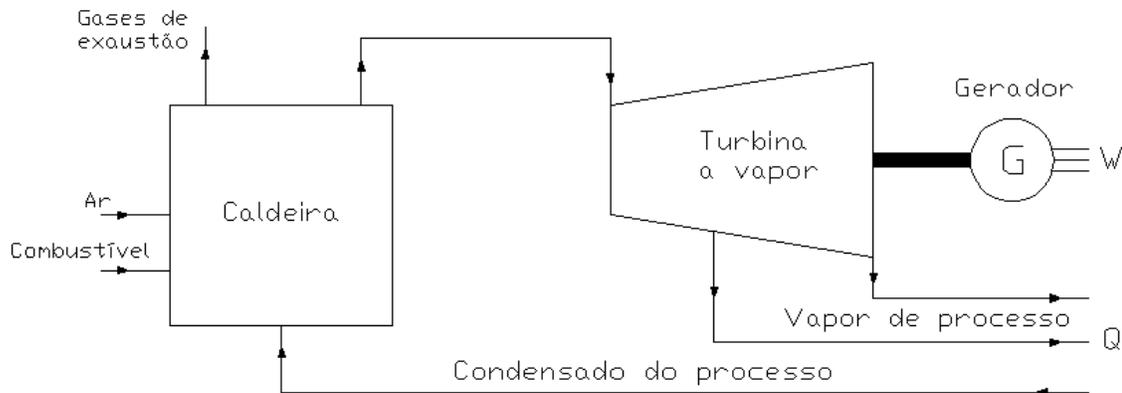


Figura 2.1 - Cogeração com turbina a vapor de contrapressão.

A temperatura e a pressão de entrada do vapor e a pressão de saída da turbina são os parâmetros operacionais importantes de uma turbina a vapor. A variação destes parâmetros afeta a potência e a eficiência. De acordo com estes parâmetros as turbinas de condensação são mais eficientes e produzem maior energia do que as turbinas de contrapressão, embora tenham um custo \$25/kW maior (BOYCE, 2002).

A potência e a eficiência da turbina a vapor em sistemas de cogeração está em função das condições específicas da fonte de calor e dos requisitos do vapor de processo. Além disso, diferentemente das turbinas a gás, a capacidade das turbinas a vapor não é função direta da temperatura ambiente. Geralmente as turbinas a vapor são avaliadas a sua máxima carga, e este ponto com frequência é maior do que a carga para a qual a turbina atinge sua máxima eficiência (aproximadamente 95% da carga nominal) (ORLANDO, 1996).

Segundo Wu e Wang (2006), a turbina de vapor mesmo sendo uma tecnologia madura, com uma longa vida útil e alta confiabilidade, tem vários problemas que limitam sua aplicação (ex. baixa eficiência elétrica, partida lenta, menor desempenho em carga parcial). As turbinas a vapor são amplamente utilizadas em grandes unidades de cogeração industrial e pouco utilizadas em aplicações de energia distribuída.

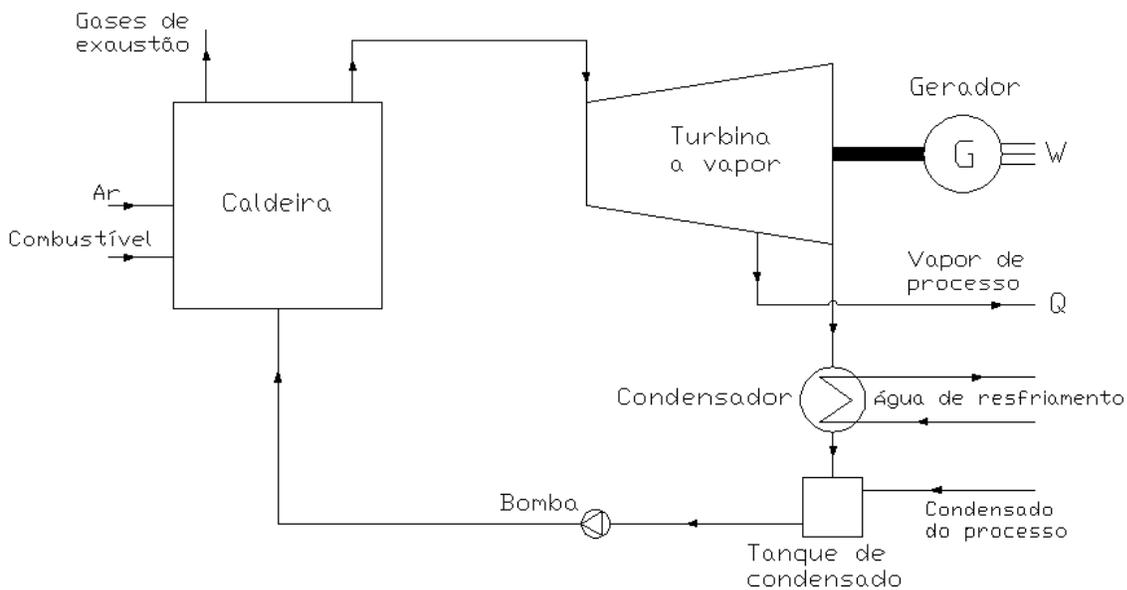


Figura 2.2 - Cogeração com turbina a vapor de condensação.

Na Coreia acham-se aplicações de sistemas de cogeração com turbina a vapor pertencentes à STX Energy, geradora independente de energia que é especializada em cogeração. As duas usinas da STX Energy fornecem a eletricidade e o vapor de processo para instalações comerciais e industriais, assim otimizando a utilização da energia. Essas duas usinas, de Banwol e de Gumi, operam com turbinas a vapor alimentadas por caldeiras que utilizam carvão e óleo combustível, com uma capacidade elétrica de 78 MW e 97 MW, respectivamente (KERR, 2008).

Outra aplicação será o sistema de cogeração de 40 MW que instalará o grupo AE&E na indústria Mackay Sugar (Austrália). O sistema compreenderá principalmente de uma caldeira de queima, turbina a vapor e condensador refrigerado a água, e terá como combustível o bagaço da cana de açúcar (HODGSON, 2010).

No Brasil, desde a década de 1950, a Refinaria Nacional de Sal localizada nas salinas de Cabo Frio, Rio de Janeiro, possui em sua fábrica um sistema de cogeração a vapor. Atualmente, a refinaria utiliza três caldeiras Conterma, duas geram 33 t/h de vapor e a outra produz 45 t/h de vapor, além de três turbinas Dedini modelo H32 de 1,5 MW de potência cada. Normalmente a fábrica opera com duas turbinas em paralelo e duas caldeiras. Com essas instalações é gerado aproximadamente 2,5 MW de energia elétrica para o consumo interno, e cerca de 0,4 MW são comprados da concessionária em determinadas horas do dia (COGENRIO, 2008a).

O grupo alemão “Lanxess” inaugurou em março (2010) em seu complexo industrial de Porto

Feliz, São Paulo, Brasil, uma usina de cogeração a partir de bagaço de cana que tem capacidade de 4,5 MW de potência. Essa planta deverá garantir a auto-suficiência de energia na planta paulista, que produz pó xadrez (SCARAMUZZO, 2010).

A usina Cresciumal, localizada na cidade de Leme, São Paulo, é uma usina de cogeração a partir de bagaço de cana que atualmente produz 4,5 MW de energia elétrica (consome 3,5 MW) e 163 t/h de vapor utilizando três caldeiras e três turbinas. A nova unidade de cogeração para a safra 2010/2011 produzirá 36 MW de energia elétrica (consumirá 6 MW) e 200 t/h de vapor utilizando uma caldeira e duas turbinas (RIBEIRO, 2005).

A empresa brasileira “Cosan” é uma das maiores produtoras, comercializadoras e exportadoras de cana de açúcar e etanol, além da maior geradora de energia elétrica a partir do bagaço da cana-de-açúcar. A “Cosan” possui 23 unidades produtoras, quatro refinarias e dois terminais portuários. Além de atender à necessidade da empresa, a energia cogerada pela Companhia também é comercializada no sistema nacional de distribuição de energia elétrica. Em 2008, a companhia consumiu cerca de 524 mil MWh e vendeu mais de 125 mil MWh (COSAN, 2009).

No Brasil existe uma grande quantidade de usinas sucroalcooleiras que, por sua vez, possuem sistemas de cogeração. Pode-se citar como exemplo a Usina Moema (uma das maiores cogedoras de energia do país, que gera 20 MWh e coloca a disposição do mercado 7 MWh). Algumas usinas tem planejado o incremento da sua produção em 2010 como a Usina Vertente que gerará cerca de 30 MWh, a Usina Itapagipe que gerará 33 MWh e comercializará um excedente de 24 MWh, a Usina Ouroeste que gerará 34 MWh e disponibilizará no mercado um excedente de 25 MWh, e a Usina Frutal que tem previsto 33 MWh de geração e 30 MWh no mercado (MOEMA, 2010).

2.1.2 Cogeração com Motor Alternativo

Os motores alternativos são uma tecnologia de comprovada eficiência, disponíveis numa ampla gama de tamanhos (variando de dezenas de kilowatts a mais de 10 MW) e podem ser acionados com uma ampla variedade de combustíveis; tornando-os adequados para numerosas aplicações de cogeração no setor residencial, comercial e institucional, assim como para pequenas cargas industriais (ORLANDO, 1996).

Comumente os motores alternativos de combustão interna são divididos por seu método

de ignição: ignição por centelha (Otto) e ignição por compressão (Diesel). Os motores de ignição por centelha são os mais adequados para aplicações menores de cogeração, com um sistema de recuperação capaz de produzir até 160 °C de água quente ou 20 bar de vapor. Em aplicações de cogeração os motores de ignição por centelha são principalmente movidos a gás natural, embora possam ser configurados para funcionar com propano, gasolina ou gás de aterro. Os motores diesel são usados principalmente para cogeração de grande escala, embora também possam ser utilizados para cogeração de pequena escala. Os motores diesel são movidos a diesel ou óleo pesado. Eles podem, também, ser configurados para operar em um modo dual de combustível que queima principalmente gás natural, com uma pequena quantidade de combustível diesel piloto (ONOVWIONA; UGURSAL, 2006).

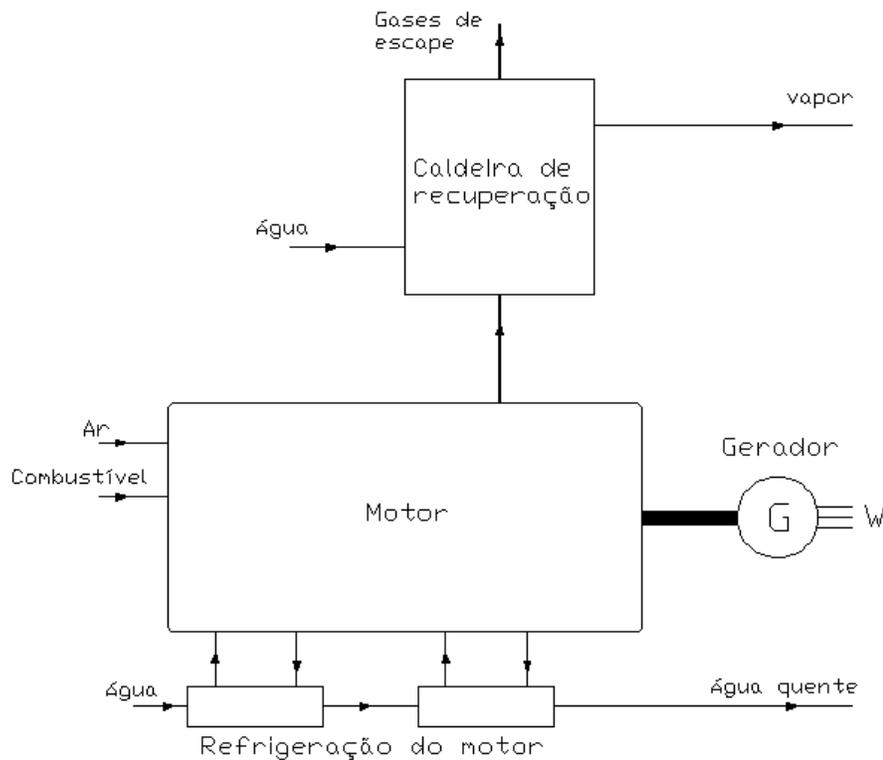


Figura 2.3 - Cogeração com motor alternativo.

Os motores de combustão interna obtêm eficiências entre 25% a 45%, sendo os motores diesel mais eficientes devido a sua maior razão de compressão. A eficiência de motores de centelha de grande porte pode atingir valores iguais aos de motores diesel do mesmo tamanho. Uma pesquisa entre fabricantes indica que a eficiência total dos sistemas de cogeração com motor de combustão interna varia entre 85% a 90% com pouca variação devido ao tamanho do sistema (ONOVWIONA;

UGURSAL, 2006).

As fontes de recuperação de calor de motores de combustão interna são os gases de exaustão, a água de resfriamento da camisa, e em menor quantidade a água de resfriamento do sistema de lubrificação e o resfriador do turbocompressor (Figura 2.3). A energia recuperada da camisa do motor como água quente está geralmente entre 85 e 90 °C. A energia recuperada dos gases de exaustão pode ser utilizada para a produção de água quente ou vapor. Esta energia recuperada pode ser usada para aquecimento de ambientes, aquecimento de água sanitária, ou resfriamento por absorção.

Além das vantagens mencionadas, os motores alternativos apresentam uma rápida capacidade de partida, uma boa confiabilidade operacional e uma alta eficiência operando a carga parcial, tornando-se uma fonte de energia flexível para os usuários e disponível para uma gama de diferentes aplicações da energia (WU; WANG, 2006).

Com a finalidade de tornar os motores de combustão interna mais competitivos em comparação às turbinas a gás, cuja demanda era quase 5 vezes maior, foi criado em 1995 nos Estados Unidos o “Gas Engine Technical Advisory Committee” (GETAC) que reunia fabricantes de motores, companhias de gás, organizações de pesquisa e universidades. Outras organizações foram criadas com a mesma intenção, como a “Advanced Reciprocating Engine Systems” (ARES) em 1997 e anos depois a “Advanced Reciprocating Internal Combustion Engines” (ARICE); todas elas com objetivo de chegar a um rendimento do motor de combustão interna a gás natural próximo a 51% (MELLO, 2006).

No ano 2007, a “GE Energy’s Jenbacher” fabricou seu primeiro motor de 24 cilindros denominado J624 GS alimentado a gás natural. O motor tem uma produção elétrica de 4 MW e em aplicações de cogeração produz aproximadamente 3,6 MW de calor, permitindo uma eficiência global da planta de até 90% (MPS, 2007).

A “GE Energy’s Jenbacher” forneceu cinco motores de combustão interna para unidades de cogeração de três novas usinas que abastecem a cidade de Turim e os vilas resorts de esqui próximos. Para o primeiro projeto de cogeração, localizado no norte de Turim, a GE escolheu o motor JMS 320 GS-N.LC que gera 1,06 MW de eletricidade e 1,26 MW de produção térmica. O segundo projeto, localizado no resort de esqui Cesana San Sicario, utiliza dois motores JMS 320 GS-N.LC. Cada motor gera 1,01 MW de eletricidade e 1,18 MW de energia térmica. O terceiro projeto, no resort de esqui Progelato, opera com duas unidades JMS 316 GS-N.LC que produzem

710 kW de eletricidade e 877 kW de energia térmica (MPS, 2006).

Uma aplicação de cogeração visando reduzir o impacto sobre o meio ambiente foi implantada na residência da Família Real do Palácio de Buckingham, Reino Unido, onde as demandas energéticas são atendidas por modernos motores alternativos com capacidade elétrica e térmica próximas a 230 kWe e 360 kWth, respetivamente (KERR, 2008).

Outra aplicação existente desses sistemas é localizada na Republica da Coréia, onde o aterro Sudokwon (o maior do país) produz 45000 m³ de gás por hora, que depois de ser coletado e tratado, alimenta uma usina de cogeração constituída por nove unidades: cinco motores de 1,3 MW, três motores de 1,1 MW e uma unidade pequena de 370 kWe (Figura 2.4). A eletricidade e o calor gerados na usina de cogeração é fornecida aos edifícios e instalações no local, enquanto a eletricidade excedente é exportada para a rede (KERR, 2008).



Figura 2.4 - Usina de cogeração Sudokwon alimentada com gás de aterro.

Sistemas compactos com motor de combustão interna são atualmente disponíveis, como a unidade compacta de cogeração de alta eficiência fabricada pela Honda Motor Co., de geração tão pequena como 1 kW elétrico e 3 kW térmico. Esse sistema pode ser utilizado para diversas aplicações residenciais, comerciais e institucionais. As vantagens da tecnologia de cogeração compacta de motor de combustão interna tem sobre as outras tecnologias de cogeração são o baixo custo de capital, energia confiável no local, baixo custo operacional, facilidade de manutenção, e ampla estrutura de serviços (ONOVWIONA et al., 2007).

Um exemplo de projetos em andamento com a tecnologia de cogeração com motor alternativo é a parceria que a “Coca Cola Hellenic Bottling Company”, a “GE Energy” e a companhia de desenvolvimento energético “Contour Global” desenvolveram com a finalidade de abrir uma nova central de cogeração na instalação de engarrafamento da Coca Cola Hellenic, Roménia. O novo sistema de cogeração é alimentado por dois motores a gás J620 Jenbacher de 3 MW. Os dois motores

formam parte dos dezenove motores que serão instalados em outras instalações da “Coca Cola”, representando uma produção total de 58 MWe (COSPP, 2009a).

Outro projeto em andamento é aquele implementado pela “GE Energy”. Ela obteve o contrato para fornecer as demandas energéticas dos centros construídos para os Jogos Olímpicos de 2012 em Londres. A “GE Energy” empregará neste projeto sua tecnologia de cogeração baseada nos seus motores Jenbacher. O primeiro centro de energia, composto de dois módulos de cogeração de motor a gás natural Jenbacher de 3,3 MW cada um, é construído na área de desenvolvimento Stratford City. O segundo sistema, construído no Kings Yard no extremo oeste do Parque Olímpico, será equipado com um módulo de cogeração Jenbacher de 3,3 MW alimentado por biomassa. Esse projeto de 10 MW é uma pedra fundamental das metas de Londres 2012 para incrementar o uso de energias alternativas, conservação da água e as estratégias de reciclagem para minimizar o impacto ambiental dos jogos (COSPP, 2009a).



Figura 2.5 - Grupos geradores a gás G3412C suprem 790 kW e mais a energia térmica para climatização do aeroporto Zumbi dos Palmares.

O “Aeroporto Internacional Zumbi dos Palmares”, em Maceió (Alagoas), inaugurado em 2005, foi o primeiro do Brasil a ter um sistema de cogeração. O sistema consta de dois grupos geradores (motores) a gás G3412C Caterpillar que suprem 790 kW de eletricidade, e de um resfriador de líquido por absorção e um resfriador de líquido elétrico por compressão que geram 750 TR (2640 kW), Figura 2.5. Um projeto semelhante está instalado no “Aeroporto de Congonhas”, onde o sistema gerará 4,1 MW de eletricidade e 1310 TR (4613 kW). Num estudo realizado pela Infraero se indica a possibilidade de 16 aeroportos no Brasil adotarem a cogeração (COGENRIO, 2008b).

A Ecogen do Brasil é a responsável pelo projeto, instalação e operação de alguns sistemas de cogeração em shopping centers no Brasil. No “Bangu” Shopping, a Ecogen instalou uma unidade de cogeração que trabalha com um moto-gerador a gás natural Caterpillar Modelo 3516 de 1,3 MW, e três resfriadores de líquido Carrier, dois deles de queima direta de gás e outro de absorção com água quente como fonte de energética com capacidade de 1200 TR. Esta unidade funciona somente durante o horário de ponta (COGENRIO, 2008c). Outra unidade de cogeração da Ecogen se localiza no “Caxias Shopping” constituído por um moto-gerador a gás natural de 1,3 MW e outro moto-gerador a diesel de 725 kW, que atende 95% da demanda elétrica do shopping (Figura 2.6). A parte de climatização do shopping é atendida por um resfriador de líquido por absorção de 325 TR (1145 kW) que aproveita a água quente produzida numa caldeira de recuperação, e também por um resfriador de líquido de queima direta de gás natural de 500 TR (1760 kW) e um resfriador de líquido elétrico de 300 TR (1056 kW) (COGENRIO, 2009).

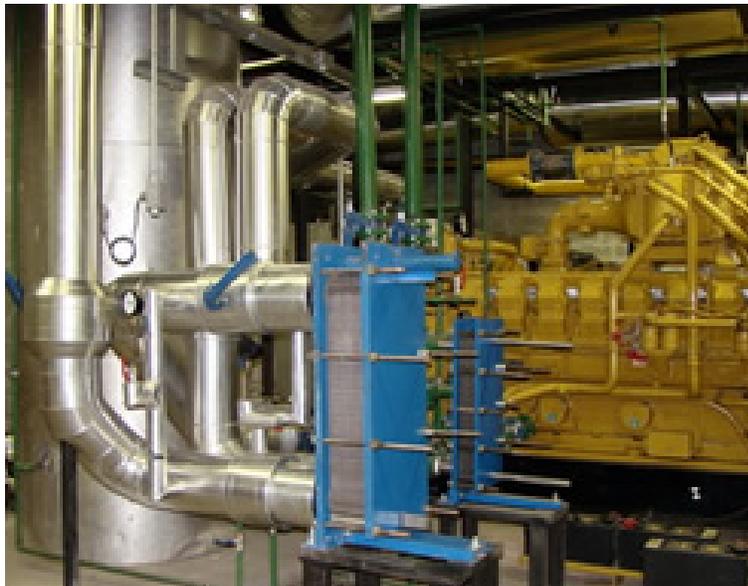


Figura 2.6 - Unidade de cogeração instalada e operada pela Ecogen no Caxias Shopping.

A Ecogen também instalou um sistema de cogeração a óleo diesel no “Porto Velho Shopping”, na capital de Rondônia, com 2,1 MW de capacidade. O sistema inclui seis motores de 350 MW, dois resfriadores de líquido de 450 TR e um tanque de acumulação (POLITO, 2009).

No “Carioca Shopping” foi instalada uma unidade de cogeração que utiliza dois moto-geradores Caterpillar a gás de 1,6 MW cada. O sistema possui duas caldeiras de recuperação com uma geração de vapor igual a 1200 kg/h e uma caldeira de reserva de 6000 kg/h, e dois resfriadores

de líquido por absorção (500 TR e 550 TR) e um resfriador de líquido de compressor tipo parafuso de 400 TR. O sistema iniciou sua operação em maio de 2001 (COGENRIO, 2006b).

A “UTC Engenharia” realizou a instalação da central de cogeração do “Shopping Center Iguatemi”, na Bahia. Essa planta opera com três motores a gás natural de aproximadamente 9 MW de potência elétrica instalada. A refrigeração de ar é realizada por três resfriadores de líquido por absorção de aproximadamente 1230 TR e complementada com resfriadores de líquido elétricos que somam mais 2130 TR ao sistema de refrigeração do shopping. A energia dos gases de exaustão dos motores (a 420 °C) é aproveitada através de três caldeiras para produzir água quente, que em seguida é enviada para os três resfriadores de líquido por absorção, gerando água gelada para o sistema de ar condicionado (EMPREITEIRO, 2009).

A empresa “Prosint Química S.A.” instalou um sistema de cogeração que utiliza dois motores Rolls Royce a gás natural de 6 MW de potência e uma caldeira de recuperação que gera 6 t/h de vapor. A unidade de cogeração iniciou sua operação em outubro 2003 e atingiu sua capacidade total em fevereiro de 2004 (COGENRIO, 2006a).

2.1.3 Cogeração com Turbina a Gás

Segundo Clark (1986), desde 1980 as turbinas a gás têm sido o segmento de mais rápido desenvolvimento da indústria da cogeração. Elas são classificadas em três grupos: turbinas a gás do tipo industrial (500 a 15 000 kW), de propulsão (2,5 a 50 MW), e turbinas a gás de grande porte (3 a 350 MW).

As turbinas a gás possuem uma maior eficiência mecânica que as turbinas a vapor, assim como uma maior energia térmica para os processos da unidade industrial. Operando a carga parcial, as turbinas a gás tem um menor rendimento, o que pode representar um serio problema em aplicações de cogeração onde as demandas de energia variam em função do horário e época do ano.

A temperatura dos gases de exaustão de uma turbina a gás varia entre 454 °C a 593 °C, e a quantidade de energia térmica que pode ser recuperada depende da sua aplicação (Figura 2.7). Se uma caldeira de recuperação é usada para gerar vapor, a energia recuperada será limitada para evitar temperaturas abaixo da temperatura de orvalho dos gases de exaustão (no menor que 135 °C a 163 °C). Se os gases de exaustão são usados diretamente num processo ou num resfriador de

líquido por absorção, a energia recuperada estará em função da temperatura de referência do ar que será usado nesse processo, comumente o ar ambiente (ORLANDO, 1996).

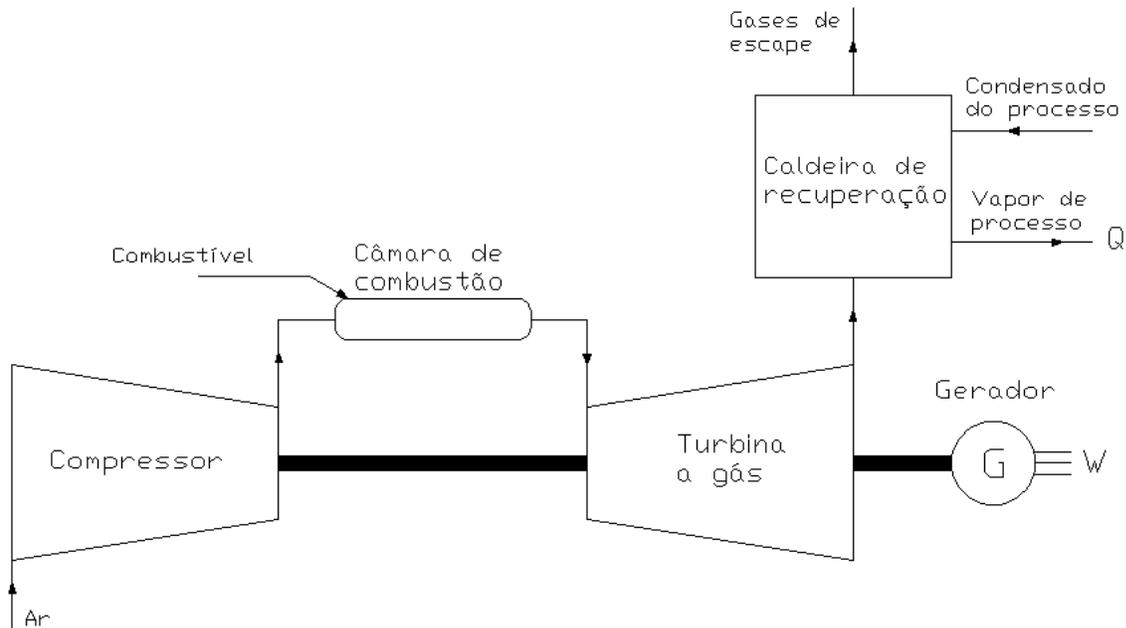


Figura 2.7 - Cogeração com turbina a gás.

Uma aplicação desse tipo de sistema está instalada no centro médico “Dell Children’s Medical Center” em Austin, Texas (Figura 2.8). O sistema utiliza uma turbina a gás natural de 4,5 MW que fornece 100% das demandas elétricas do hospital e resfriadores de líquido por absorção accionados por vapor para produzir as necessidades de água gelada (KERR, 2008).



Figura 2.8 - Sistema de cogeração do centro médico Dell Children’s Medical Center.

Um sistema de cogeração inovador é localizado na fábrica têxtil “Arvind Mills” na Índia (Figura 2.9). A instalação de cogeração com turbinas a gás de mais de 27 MW atende as demandas de eletricidade, aquecimento e resfriamento da empresa (KERR, 2008). A fábrica também integra uma planta de tratamento de líquidos chamada “Zero Liquid Discharge Effluent Treatment” que diminui sua exigência de água doce em 85%.



Figura 2.9 - Fábrica de têxtil Arvind Mills.

Como parte de um projeto futuro a “Siemens Energy” fornecerá seis turbinas a gás de 47 MW à refinaria Tuapse (Rússia) nos próximos dois anos (Figura 2.10), para atender as demandas de eletricidade e vapor do local (COSPP, 2009a).

A “Energy Works” do Brasil possui uma central de cogeração com uma eficiência global de 80%, instalada na fábrica da empresa de bebidas “Ambev”, localizada em Campo Grande, no Rio de Janeiro. O sistema é constituído por três turbinas a gás Typhoon fabricadas pela European Gas Turbines, de 4,9 MW (ISO) cada, acopladas a três caldeiras de recuperação Aalborg com capacidade de 36 t/h de vapor saturado cada. A central conta com uma caldeira de reserva de 72 t/h e um resfriador de líquido por absorção que pode ser usado para resfriar o ar na entrada dos turbo-geradores (COGENRIO, 2005).

O “Norte Shopping”, o segundo maior do Rio Janeiro, possui um sistema de cogeração constituído por um turbo-gerador de 1000 kW que atende 30% da energia elétrica demandada, e por um resfriador de líquido por absorção de 800 TR (2817 kW) que responde por 40% da produção de água gelada demandada pelo ar condicionado (COGENRIO, 2006c).

Em junho de 2009, a Cemig (Minas Gerais) e a Siderúrgica Alterosa inauguraram a usina

de cogeração Alterosa, em Pará de Minas. Com capacidade instalada de 6 MW, a geração total estimada da usina é de aproximadamente 34 000 MWh por ano. Segundo a Cemig o sistema de cogeração aproveita o gás obtido na produção de ferro para a obtenção de energia em um turbogerador (turbina a gás). A Siderúrgica Alterosa se tornará auto-suficiente em energia, importando somente eletricidade da rede Cemig quando o sistema estiver em manutenção. Além disso, a siderúrgica comercializará o excedente da geração, que pode chegar a 2 MW .



Figura 2.10 - Turbinas a gás da Siemens que serão utilizadas na refinaria Tuapse.

2.1.4 Cogeração com Micro-turbinas

As micro-turbinas são geralmente unidades de menos de 350 kW de capacidade, acionadas por uma variedade de combustíveis (principalmente gás natural), de baixos níveis de emissões e bom potencial de recuperação de energia (Figura 2.11). Elas têm uma eficiência elétrica de cerca de 30% e para aplicações de cogeração podem atingir uma eficiência global de 80% ou mais (ONOVWIONA; UGURSAL, 2006).

Comparadas aos motores alternativos, as micro-turbinas apresentam várias vantagens como tamanho compacto, baixo peso, poucas partes móveis e baixo ruído, embora os motores alternativos tenham maior eficiência.

Segundo Boyce (2002), os três mais importantes critérios de projeto destas unidades são o custo inicial, a eficiência e as emissões. Atualmente estão disponíveis no mercado micro-turbinas de aproximadamente 20 a 350kW, podendo ser utilizadas como uma fonte de energia distribuída

para produtores e consumidores de eletricidade, incluindo os industriais, institucionais, comerciais e futuros usuários residenciais.

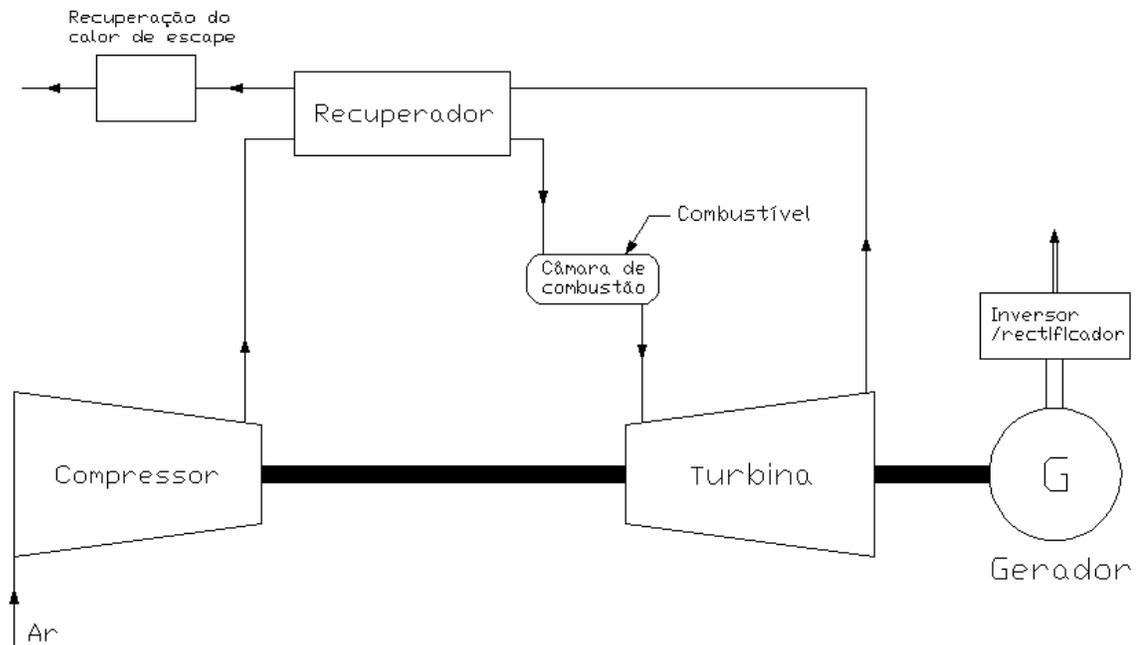


Figura 2.11 - Cogeração com micro-turbina.

A potência e a eficiência de um sistema com micro-turbina são função da condição ambiente, sendo que esses dois parâmetros diminuem ante as altas temperaturas na entrada da micro-turbina.

A fonte de recuperação de um sistema de cogeração com micro-turbinas é o gás de exaustão, que dependendo da aplicação pode ser usado para produzir água quente ou vapor.

Uma aplicação de um sistema de cogeração com micro-turbina em operação se localiza em Kupferzell na Alemanha (Figura 2.12). Esse sistema de 130 kWe de capacidade instalada é alimentado com o biogás dos resíduos da indústria alimentar e da silagem de milho (KERR, 2008). Os gases de exaustão da micro-turbina são usados diretamente na secagem do resíduo úmido da fermentação para a produção de fertilizantes minerais.

2.1.5 Cogeração com Motores Stirling

Os motores Stirling estão começando a recuperar seu lugar no mercado desde o desenvolvimento do moderno motor Stirling de “pistão livre”. Esta tecnologia ainda não está completamente

desenvolvida, e não é plenamente utilizada, no entanto, apresenta uma alta eficiência elétrica (ao redor de 40%) e uma eficiência global entre 65 a 85% em sistemas de cogeração com uma relação energia elétrica-térmica entre 1,2 e 1,7 (ONOVWIONA; UGURSAL, 2006).



Figura 2.12 - Usina de cogeração a biogás em Kupferzell na Alemanha.

Além de sua alta eficiência, esta tecnologia apresenta flexibilidade de combustível, baixas emissões, baixo nível de ruído e vibração, baixa necessidade de manutenção, e bom desempenho a carga parcial.

Os motores Stirling são classificados de acordo com seu arranjo: em configurações Alfa, Beta e Gama, conforme é ilustrado na Figura 2.13. A configuração Alfa consiste de dois pistões em cilindros separados e conectados em série. As configurações Beta e Gama empregam o arranjo de pistão de deslocamento, tendo como diferença o deslocamento do pistão em um ou dois cilindros (ONOVWIONA; UGURSAL, 2006).

Os motores Stirling acionados a gás natural, têm como fonte de calor para recuperação de energia os gases de resfriamento, o trocador de calor dos gases de exaustão, e em menor medida, as paredes do cilindro e o óleo lubrificante.

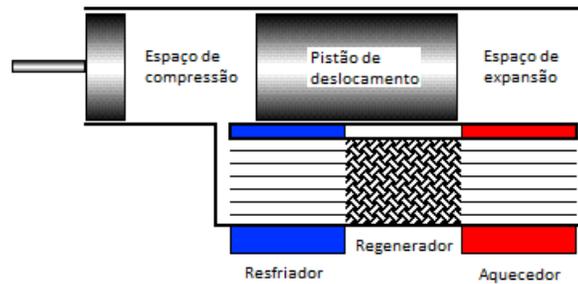
As pequenas dimensões e o funcionamento silencioso significam que esta opção irá se integrar bem em aplicações residenciais e portáteis. Alguns pesquisadores indicam a possibilidade de utilizar um coletor solar para aquecer o motor Stirling, eliminando assim a necessidade da queima de um combustível.

A companhia Stirling Thermal Motors (chamada agora STM Power) desenvolveu o motor

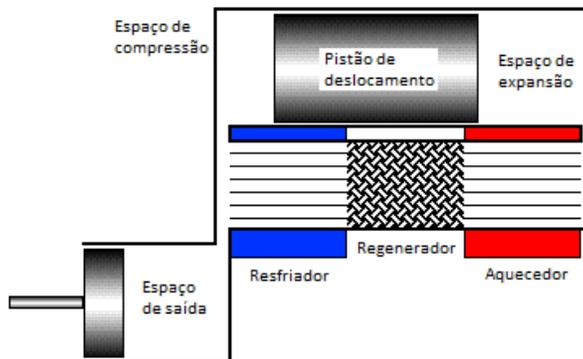
STM 4-120 alimentado por hidrogênio e capaz de atingir uma eficiência elétrica líquida de quase 30% (PCI). O motor STM é particularmente adequado para sistemas de cogeração. Como a distribuição da energia de entrada dos motores Stirling é entre 35% a 40% para a energia elétrica, 10% a 15% para os gases de exaustão, e 50% a 55% para água de resfriamento, o motor STM pode recuperar mais de 44 kWth de água quente a 55 °C utilizando um trocador tipo água/água para uso em aplicações de cogeração (SCHIMMOLLER, 2001) .



(a) Motor Alfa



(b) Motor Beta



(c) Motor Gama

Figura 2.13 - Classificação dos motores de ciclo Stirling.

2.1.6 Cogeração com Células a Combustível

A célula a combustível é um aparelho eletroquímico que une o hidrogênio (combustível) e o oxigênio do ar para produzir eletricidade, calor e água (Figura 2.14). Devido ao combustível transformar-se diretamente em eletricidade, uma célula pode operar com maior eficiência elétrica que os motores de combustão, ainda operando a carga variável (BOYCE, 2002).

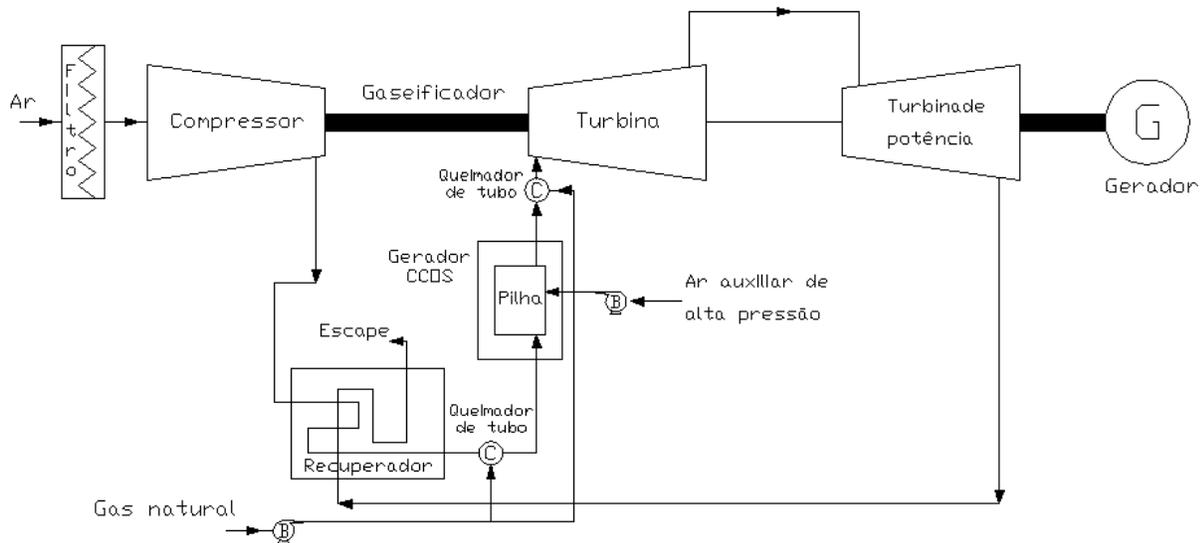


Figura 2.14 - Fluxograma do processo simplificado para o sistema híbrido célula de combustível de óxido sólido (SOFC)/Micro-turbina.

A tecnologia de célula a combustível emerge com um grande potencial, capaz de atingir entre 85 a 90% de eficiência global em sistemas de cogeração ainda com unidades pequenas.

Uma comparação das características dos cinco tipos de célula a combustível é mostrado na Tabela 2.1, onde as células a combustível de ácido fosfórico (PAFC) foram as primeiras a comercializar-se e apresentam 75 MW da capacidade instalada no mundo e distribuída em edifícios, hotéis, hospitais e serviços de utilidade pública, principalmente no Japão, Europa e Estados Unidos.

O desempenho de um sistema a célula combustível se dá em função do tipo de célula e de sua capacidade. Sua potência e eficiência podem diminuir ao aumentar-se a temperatura ambiente ou altitude. A energia a recuperar pode ser obtida do reformador e da pilha de combustível.

Tabela 2.1 - Características de células a combustível ¹.

	PEMFC	AFC	PAFC	MCFC	SOFC
Portador de carga	H^+ íons	OH^- íons	H^+ íons	CO_3^- íons	O^- íons
Tipo de eletrólito	Membrana polimérica	Hidróxido de potássio aquoso embebido em uma matriz	Soluções de ácido fosfórico	Ácido fosfórico (imobilizado líquido)	Matriz cerâmica de zircônio estabilizado com óxido de íons livres
Construção típica	Plástico, metal ou carbono	Plástico, metal	Carbono, cerâmica porosa	Metais de alta temp., cerâmica porosa	Cerâmica, metais de alta temp.
Catalisador	Platina	Platina	Platina	Níquel	Parasita
Oxidante	Ar ou O_2	Ar purificado ou O_2	Ar ou O_2 -ar enriquecido	Ar	Ar
Combustível	Hidrocarbonetos ou metanol	Hidrogênio limpo ou hidrazina	Hidrocarbonetos ou álcoois	Hidrogênio limpo gás natural	Gás natural ou propano
Temperatura de operação	50 - 100 °C	60 - 80 °C	100 - 200 °C	600 - 700 °C	600 - 1000 °C
Gama de tamanhos	3 - 250 kW	10 - 200 kW	100 - 200 kW	250 kW - 5 MW	1 - 10 MW
Eficiência elétrica ²	30 - 50%	32 - 70%	40 - 55%	55 - 57%	50 - 60%

Uma aplicação de cogeração com célula de combustível é localizada na companhia de cerveja Sierra Nevada, que instalou um sistema de célula de combustível de 1,2 MW na sua planta de Chico, Califórnia (Figura 2.15). A célula de combustível é alimentada por gás natural complementado por gás de digestão do tratamento de águas residuais da fabricação de cerveja. A energia residual é recuperada na forma de vapor e este utilizado para o processo de fermentação, bem como outras necessidades de aquecimento (COSPP, 2009b).

Outro exemplo de aplicação dessa tecnologia é provido pela companhia de alimentos Food Market que continuando com seu impulso no uso de tecnologias mais eficientes e limpas escolheu instalar um sistema de cogeração a célula de combustível na sua terceira loja, localizada em São José (Califórnia, Estados Unidos). O sistema gerará 90% da demanda elétrica e 60% das demandas térmicas (aquecimento, resfriamento e refrigeração), sendo quase o dobro da eficiência de geradores

¹Fonte: (WU; WANG, 2006)

²As eficiências elétricas são baseadas em valores para o combustível de hidrogênio e não incluem a eletricidade necessária para a reforma do hidrogênio.

conectados à rede elétrica norte americana (COSPP, 2010b).



Figura 2.15 - Companhia cervejeira Serra Nevada.

2.2 Sistemas de Cogeração em Operação

2.2.1 Micro-sistemas

Nesta categoria estão incluídos os sistemas com capacidades menores que 20 kW. Existem um número limitado de exemplos deste tamanho de sistema para uma capacidade relativamente pequena, embora apresentam um grande potencial para a utilização comercial, institucional e residencial.

Os motores alternativos, as células de combustível e os motores Stirling são as tecnologias de uso preferencial nestes sistemas. Uma das menores aplicações de cogeração atualmente em uso está localizada na Universidade Jiao Tong de Xangai (Figura 2.16), e é composta por um motor alternativo a gás de 12 kW, resfriador de adsorção de 10 kW, sistema de aquecimento por piso radiante, recuperador de calor, reservatório de água quente e torre de resfriamento. A eficiência global deste sistema é maior que 70% (WU; WANG, 2006).

Companhias de gás japonesas instalaram mais de 6000 micro-sistemas de cogeração em aplicações residenciais. A Figura 2.17 mostra como estes sistemas são integrados na oferta interna de energia. As micro-unidades de cogeração são integradas com o fornecimento de água quente ao

sistema de aquecimento central (KERR, 2008).



Figura 2.16 - Micro-sistema de cogeração instalado na Universidade Jiao Tong.

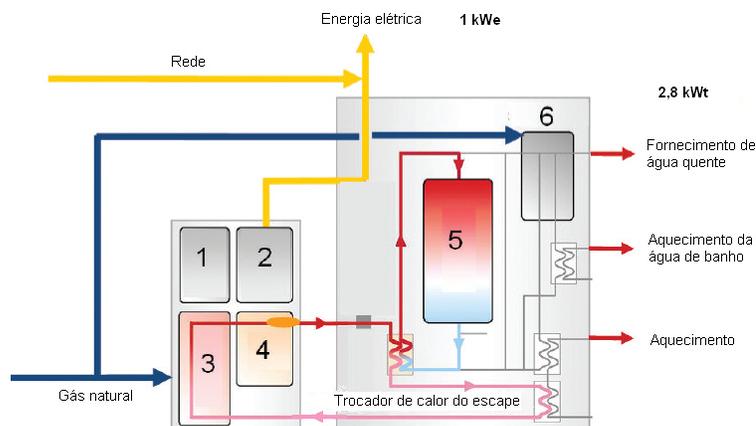


Figura 2.17 - Integração de micro-sistemas em sistemas de energia residenciais. Componentes: 1.Gerador, 2.Inversor, 3.Motor a gás, 4.Aquecedor, 5.Tanque de armazenamento de água quente, 6. Caldeira complementar.

2.2.2 Sistemas de Pequeno Porte

Neste grupo localizam-se os sistemas de 20 kW a 1 MW de capacidade. Um grande número destes sistemas são construídos para diferentes usos como lojas, supermercados, hospitais, escritórios, escolas, pequenas indústrias, etc.

As principais tecnologias de impulsão nestes sistemas são os motores de combustão interna e as micro-turbinas. Um dos primeiros sistemas de pequeno porte localiza-se no campus da Uni-

versidade de Maryland (Figura 2.18). A micro-turbina modelo C60 da Capstone gera 60 kW de eletricidade e gases de exaustão a 310 °C. A energia dos gases de exaustão alimenta o resfriador de líquido por absorção de simples efeito Broad BD6.4 NF-15 que atinge 65 kW de potência de refrigeração com um COP de 0,65. O fator de utilização de energia (FUE) desse sistema é de 72% (WU; WANG, 2006).



Figura 2.18 - Sistema de cogeração integrado na Universidade de Maryland.

Dalkia (“Cogenco”) instalou um sistema de cogeração de 725 kW_e na planta de fabricação da companhia farmacêutica “Sanofi Aventis”. O sistema de cogeração mantém baixos os custos de energia e contribui na redução das emissões de carbono (COSPP, 2009a).

2.2.3 Sistemas de Médio Porte

São considerados sistemas de médio porte aqueles entre 1 e 10 MW. Uma aplicação de sistemas deste porte é localizado na usina Domám em Austin equipada com a turbina a gás Solar Turbine Centaur 50 de 4,6 MW de capacidade. Essa turbina gera 4,3 MW de potência líquida a plena carga com 28,6% de eficiência elétrica e gases de exaustão a 510 °C. A energia dos gases de exaustão aciona de forma indireta o resfriador de líquido por absorção de duplo estágio Broad Co. (Figura 2.19) para produzir uma potência de refrigeração igual a 8918 kW (WU; WANG, 2006).

As demandas energéticas do novo museu do Reino Unido (Museu de Liverpool) serão atendidas por um sistema de cogeração composto por duas unidades de cogeração a biodiesel de 385 kW,

dois sistemas de cogeração a gás natural de 768 kW, duas caldeiras de 850 kW, um resfriador de líquido por absorção de 1000 kW e um resfriador de líquido por compressão de 998 kW, projetados e fabricados pela companhia ENER-G (COSPP, 2010a).



Figura 2.19 - Resfriador de líquido por absorção de duplo estagio Broad Co.

2.2.4 Sistemas de Grande Porte

Os sistemas de cogeração de grande porte com capacidade acima de 10 MW são os sistemas ideais de fornecimento para grandes indústrias ou centros institucionais, comerciais ou residenciais. Embora estes sistemas possam ser encontrados em toda parte, sistemas de grande porte que supram simultaneamente a demanda de resfriamento têm limitada aplicação.

Um modelo bem sucedido de grande porte é o sistema de cogeração da Universidade de Illinois em Chicago, Estados Unidos, com uma capacidade de 57,4 MW (Figura 2.20). Este sistema fornece energia para todo o campus de aproximadamente 744.000 m² e uma população estudantil maior do que 27.000 pessoas. O sistema consiste de duas seções: o sistema do campus Leste e o sistema do campus Oeste.

O sistema do campus Leste utiliza dois motores alternativos duplo combustível Cooper Bresmen de 6,3 MW, dois motores alternativos a gás 18V-28SG Wartsila de 3,8 MW, um resfriador de líquido por absorção de duplo estagio TRANE de 3,5 MW, dois resfriadores de líquido com

compressor centrífugo York International de 7 MW, e vários resfriadores de líquido de absorção ativados automaticamente pelo circuito de água quente. O sistema gera 20,2 MW de eletricidade total. Enquanto, o sistema de campus Oeste gera 37,2 MW de potência elétrica e é composto por três motores a gás Wartsila de 5,4 MW, três turbinas Solar Taurus de 7 MW e vários resfriadores de líquido por absorção Carrier que totalizam 7 MW de capacidade de refrigeração (WU; WANG, 2006).



Figura 2.20 - Usina de cogeração na Universidade de Illinois em Chicago.

A UTC Engenharia, empresa brasileira que vem se destacando no desenvolvimento, implantação e gerenciamento de projetos de cogeração, está envolvida na construção e montagem da unidade termelétrica a gás natural do Centro de Pesquisas da Petrobras (Cenpes), na Ilha do Fundão, no Rio de Janeiro. O projeto está dividido em duas fases. A primeira, a cargo da UTC Engenharia, tem 10,7 MW de capacidade instalada de geração a gás natural e mais 10,7 MW de geração a diesel. A Central de Água Gelada (CAG) terá 4100 TR de capacidade térmica instalada. Já a segunda fase, ainda a desenvolver, terá mais 7,1 MW de geração a gás e mais 6300 TR. A primeira fase foi concluída em abril de 2009 (EMPREITEIRO, 2009).

2.3 Cogeração no Mundo

A quantidade de energia elétrica produzida globalmente a partir de sistemas de cogeração aumenta gradualmente e já atingiu mais de 1700 TWh por ano, correspondendo a mais de 10% do total de energia elétrica produzida. Não se sabe com exatidão a quantidade de energia térmica cogerada, mas é seguro afirmar que encontra-se no patamar entre 1400 a 4200 TWh por ano, o que representa uma parte importante do calor fornecido para o setor industrial (KERR, 2007).

A Tabela 2.2 mostra a capacidade instalada de cogeração em vários países. A tabela fornece a contribuição da cogeração na capacidade de geração total do país (capacidade total). Além disso, a quota da cogeração industrial dentro da capacidade de cogeração total (capacidade industrial) varia devido a diferenças na estrutura econômica, no clima, e na história de barreiras e políticas de apoio à introdução da cogeração.

Nos Estados Unidos mais de 85% da capacidade existente na cogeração industrial é representada por sistemas maiores que 50 MW. Os motores alternativos e as turbinas a gás de pequena escala dominam em aplicações industriais de pequeno porte (ex. processamento de alimentos, indústrias de fabricação e equipamentos), enquanto sistemas de ciclo combinado e sistemas de turbina a vapor dominam aplicações de grande porte.

No ano de 2004 a capacidade elétrica dos sistemas de cogeração nos Estados Unidos alcançou os 80 GW. Além disso, existem 1540 sistemas de cogeração em aplicações comerciais com 9024 MW, e 1189 sistemas de cogeração industriais com 65 621 MW (WU; WANG, 2006).

Na União Europeia no ano 1997, foram estabelecidas políticas promovendo o uso de sistemas de cogeração com a finalidade de atingir 18% da energia elétrica produzida para o ano 2010. Os países líderes no uso de sistemas de cogeração na União Europeia são a Áustria, a Dinamarca, a Finlândia e a Holanda, sendo este último o maior produtor de energia cogerada devido a suas favoráveis regulações governamentais, sua preocupação ambiental e sua disponibilidade de gás natural (SMITH, 2000). Segundo o jornal COSPP (2009a)³, atualmente na Europa tem uma capacidade instalada de cogeração de 97 GWe e um potencial de 122 GWe.

O gás natural é o principal combustível usado em sistemas de cogeração (40% da eletricidade cogerada na União Europeia e 72% da capacidade nos Estados Unidos). Como resultado desse fato, as turbinas a gás são a tecnologia predominante (38% da eletricidade cogerada nos EUA e 67% da

³Cogeneration and On-Site Power Production

capacidade instalada na UE). O carvão, a madeira e os resíduos de processos são usados extensivamente em muitas aplicações industriais de cogeração, especialmente em sistemas de grande porte. Caldeiras e turbinas de vapor representam 50% da energia elétrica cogerada na União Europeia, e 32% da capacidade instalada em sistemas de cogeração nos Estados Unidos (KERR, 2007).

Tabela 2.2 - Cogeração utilizada em alguns países⁴.

País	Cogeração total instalada (GW)	Capacidade industrial (GW)	Capacidade total (%)	Economia de combustível estimada (PJ)
Alemanha	26,4	13,4	20,9	207
Austrália	2,5	2,5	5,6	111
Brasil	3,9	3,9	4,4	112
Canadá	6,8	5,1	6,0	134
China	56	13,4	12,7	267
Coreia	6,1	3,9	9,4	214
Dinamarca	5,4	0,6	42,1	14
Espanha	3,3	3,3	5,2	203
Estados Unidos	76,5	58,1	7,2	1721
Finlândia	5,8	1,7	35,1	57
França	6,5	2,8	5,6	131
Holanda	6,7	1,0	33,3	89
Índia	18,7	18,7	19,9	804
Itália	4,4	2,2	5,6	98
Japão	9,6	7,0	3,5	316
México	1,7	1,7	3,3	68
Polônia	6,3	3,8	20	23
Reino Unido	6,3	2,7	7,9	215
Rússia	65,1	39,5	31,3	384
Suécia	3,2	0,9	9,6	10
Tailândia	4,5	4,5	17,3	109
Turquia	4,3	4,3	11,7	75
União Europeia 25	91,6	34,1	12,2	1129
Total	347	197	10,6	5420

Segundo a pesquisa realizada pela International Energy Agency (IEA) sobre a quantificação de sistemas de cogeração e os sistemas de aquecimento e/ou resfriamento distrital em uso em países do todo o mundo, a Rússia (país não incluído na UE) se destacou como um dos maiores usuários

³Fonte: Cogeneration & On-Site Power Production.

da cogeração no mundo. Além disso, diferentemente de outros países, a Rússia tem enorme capacidade nos dois setores principais: industrial e aquecimento urbano. Esse país usa extensivamente a cogeração, que responde aproximadamente por um terço da capacidade instalada da geração de eletricidade. Por exemplo, em 2007 das mais de 700 usinas de eletricidade com capacidade de geração total de 215 GW existentes na Rússia, as usinas térmicas e de cogeração representaram 68% (145 GW) da capacidade instalada (HODGSON, 2009).

Na Ásia, os países que mostram maior preocupação com o desenvolvimento de sistemas de cogeração são a China, o Japão e a Índia. A China estima ter um aumento de 3,1 GW por ano (620 MW para indústrias, 2000 MW para cidades no norte da China e 500 MW para o novo setor industrial no sul da China). No Japão no ano 2003 existiam 2915 unidades de cogeração (1429 MW) para aplicações comerciais e 1600 unidades (5074 MW) para uso industrial.

Segundo Knight (2009), em março de 2009 as usinas de cana-de-açúcar no Brasil tiveram a capacidade de gerar 3650 MW, enquanto 1211 MW foram gerados a partir de sistemas de cogeração a gás natural. Incluindo a capacidade extra a ser acrescentada esse ano, a capacidade de cogeração se incrementará para 8800 MW durante 2009, o que representa aproximadamente 9% da capacidade total de geração de energia elétrica disponível no Brasil.

Segundo os dados coletados em março de 2009 pela Associação Paulista de Cogeração de Energia (COGEN/SP), estão em operação 376 sistemas de cogeração no Brasil, num total de 6414,58 MW, o equivalente a cerca de 6% da capacidade instalada do país. Desses sistemas, 329 (6164,94 MW) são autoprodutores de energia, principalmente sucroalcooleiros e indústrias do setor químico e petroquímico, e de papel celulose. Os outros 47 sistemas são operados por prestadores de serviços para indústrias alimentícias, shopping centers, edifícios corporativos, hotéis e outros (POLITO, 2009).

3 ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA: COMPONENTES DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO

A avaliação de sistemas de cogeração usando análises de energia e exergia é apresentada em diversos estudos com a finalidade de avaliar o desempenho destes tipos de sistemas. A análise energética é baseada na primeira lei da termodinâmica, que prevê informação da eficiência de conversão de energia. Enquanto a análise exergética baseia-se na segunda lei, que fornece uma medida da qualidade de energia. O uso da exergia permite comparar numa base similar a eletricidade e o calor, e ao contrario da energia, a exergia é destruída pelas irreversibilidades devido à geração de entropia (BEJAN, 2002).

Segundo Ertesvag (2007), a cogeração é, por vezes, considerada como a materialização da segunda lei da termodinâmica. Primeiro a eletricidade é produzida a partir de um fluxo de energia de alta exergia, e depois, a energia térmica é obtida de um fluxo de energia a baixa temperatura.

A exergia de uma substância é igual à máxima quantidade de trabalho obtida quando a substância é levada de seu estado inicial para o estado morto por processos em que o fluxo só pode interagir com o ambiente. A exergia específica pode ser obtida pela soma de dois termos, denominados exergia física e exergia química (KOTAS, 1995):

$$ex = ex_{fs} + ex_{qm} \quad (3.1)$$

O estado de referência adotado para a exergia tem efeito significativo nos resultados do cálculo das perdas de exergia externa e, portanto, também na eficiência exergética. O estado de referência é definido pela temperatura ambiente (T_o) e a pressão ambiente (P_o), estes são considerados como o nível zero para o cálculo da exergia física. Além disso, quando se analisa processos de combustão, os produtos de combustão CO_2 , H_2O , e O_2 são adotados como espécies de referência para a determinação da exergia (SZARGUT et al., 1988).

A exergia física (ex_{fs}) é definida pela máxima quantidade de trabalho obtível quando a substância é levada de seu estado inicial ao estado de referência (T_o e P_o), para processos físicos que somente envolvem interação térmica com o ambiente (KOTAS, 1995).

$$ex = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (3.2)$$

A exergia química (ex_{qm}) é definida pela máxima quantidade de trabalho obtível quando a substância é levada do estado de referência (estado de equilíbrio restrito) ao estado morto por processos que envolvem transferência de calor e intercâmbio de substâncias somente com o ambiente (KOTAS, 1995). Para o cálculo da exergia química é necessário definir um ambiente padrão (SZARGUT et al., 1988).

Neste estudo a análise exergética esta baseada somente na exergia física. Os balanços de massa, energia e exergia do volume de controle dos subsistemas em regime permanente consideram a variação de energia cinética e potencial desprezível. Então os balanços de massa, energia e exergia para um volume de controle são definidos por:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (3.3)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_s h_s - \sum \dot{m}_e h_e \quad (3.4)$$

$$Ex_d = \sum \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum \dot{m}_e ex_e - \sum \dot{m}_s ex_s \quad (3.5)$$

O balanço de exergia (equação 3.5) é definido pela destruição de exergia (Ex_d) que indica as irreversibilidades do sistema.

A eficiência em base energética ou de primeira lei é baseada no fator de utilização de energia (FUE), que assume que a unidade de energia do calor de processo é tão valiosa como a unidade de energia do trabalho ou eletricidade produzidos. O FUE é um dos parâmetros mais utilizados para a avaliação do desempenho de sistemas de cogeração e é diferenciado da eficiência térmica, que é comumente usada para sistemas de potência com um único produto (energia elétrica). O FUE é definido como a razão entre o total de energia produto e a energia de entrada do combustível.

$$FUE = \frac{Energia_{produto}}{Energia_{entrada}} \quad (3.6)$$

Neste estudo a eficiência exergetica de cada componente é definida por dois critérios. O primeiro, denominado de eficiência racional (KOTAS, 1995), permite avaliar um processo onde exista um produto útil e um insumo definido. A eficiência racional é definida pela razão entre a exergias produto e a exergia de insumo do processo.

$$\varepsilon_r = \frac{Exergias_{produto}}{Exergias_{insumo}} \quad (3.7)$$

O segundo critério de eficiência exergética é definido pela relação entre todas as exergias de saída e as exergias de entrada num volume de controle, este critério é utilizado principalmente para sistemas dissipativos, onde não é possível identificar um “produto”.

$$\varepsilon_s = \frac{Exergias_{saida}}{Exergias_{entrada}} \quad (3.8)$$

3.1 Turbinas

Diversos estudos de análise de energia e exergia de sistemas de turbinas a vapor e turbinas a gás foram realizados para diversos setores. Num estudo de comparação termodinâmica de duas centrais de geração de energia elétrica (carvão e nuclear) através de análises de energia e exergia, Rosen (2001) achou uma eficiência energética global de 37% e uma eficiência exergetica global de 36% para um sistema de turbina a vapor que é alimentado pela combustão de carvão. A exergia destruída nas turbinas de alta, media e baixa pressão significa 12% das perdas de exergia desse sistema.

Nesheim e Estervag (2007) discutiram a eficiência energética, a eficiência exergética e outros indicadores de desempenho de sistemas de cogeração com a finalidade de mostrar as diferentes abordagens de avaliação destes sistemas. O estudo considerou duas configurações diferentes de cogeração, uma de caldeira com turbina a vapor e outra de turbina a gás com caldeira de recuperação e turbina a vapor, nos dois casos alimentados por gás natural. Das conclusões desse trabalho ressalta a superior eficiência exergética da configuração turbina a gás, pois a turbina a gás é o principal acionador do sistema, que produz a eletricidade e aproveita mais exergia do combustível na transformação. Também, é indicado que o sistema de turbina a vapor é mais afetado pelas irreversibilidades que o sistema com turbina a gás, pois a energia do combustível vai diretamente para o vapor de temperatura relativamente baixa.

Os balanços de massa, de energia e de exergia e a eficiência racional para o volume de controle de uma turbina que opera em regime permanente sem transferência de calor para suas vizinhanças (Figura 3.1), são dados por:

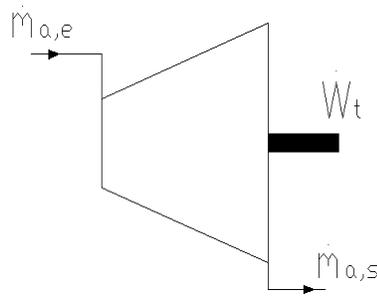


Figura 3.1 - Volume de controle de uma turbina.

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{a,e} = \dot{m}_{a,s} \quad (3.9)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_a(h_{a,e} - h_{a,s}) \quad (3.10)$$

$$\dot{E}x_{d,t} = \dot{m}_a(ex_{a,e} - ex_{a,s}) - \dot{W}_t \quad (3.11)$$

$$\varepsilon_{r,t} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_a(ex_{a,e} - ex_{a,s})} \quad (3.12)$$

3.2 Motor de combustão interna

A avaliação energética e exergetica foi aplicada em diferentes estudos de sistemas acionados por motores de combustão interna. Bidini et al. (1998) apresentaram uma análise do desempenho de um sistema de cogeração com motor de combustão interna existente na Faculdade de Engenharia da Universidade de Perugia, Itália. O sistema é impulsado por motor turbo-alimentado a gás natural Caterpillar 3516 de 1 MW de capacidade, e o calor recuperado das camisas de resfriamento e dos gases de exaustão é usado para o aquecimento da faculdade. O sistema de cogeração é avaliado durante seus primeiros 15 meses de funcionamento usando os valores médios diários de consumo de combustível e de eletricidade gerada. Durante este período o motor registrou como sua maior eficiência energética 87,8%. O estudo também mostra como a eficiência elétrica do sistema é levemente afetada pela temperatura ambiente.

Em outro estudo, Kanoglu et al. (2005) avaliaram um sistema de potência acionado por um motor diesel de 120 MW de potência nominal. O sistema consiste de sete motores Diesel idênticos e vários subsistemas que incluem turbo-compressores, unidades de aquecimento de combustível e

trocadores de calor. O estudo obteve uma eficiência energética e exergética do sistema igual a 47% e 44%, respectivamente. A destruição de exergia do motor representou 32% da exergia de entrada e 57% do total de exergia destruída no sistema.

O estudo feito por Abusoglu e Kanoglu (2009a) apresentou as formulações e procedimentos para avaliar cada um dos diversos componentes de um sistema de cogeração acionado por motor diesel e para o sistema global. Na segunda parte do definido estudo se determinou que a exergia destruída pelo motor era 46% do total de exergia de entrada e 81,4% do total de exergia destruída no sistema de cogeração. Aliás, a eficiência energética e exergética do sistema foram determinadas e iguais a 43% e 40,4%, respectivamente (ABUSOGLU; KANOGLU, 2009b).

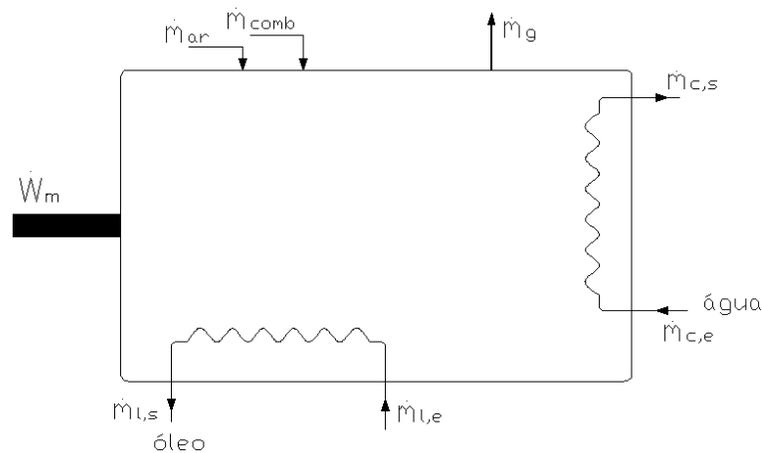


Figura 3.2 - Volume de controle de um motor de combustão interna.

Os balanços de massa, energia e exergia para o volume de controle de um motor de combustão interna que opera em regime permanente sem transferência de calor para suas vizinhanças num sistema de cogeração (Figura 3.2), e onde é recuperada a energia da camisa de água, do resfriador de óleo e dos gases de exaustão são dados por:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb} \quad \dot{m}_c = \dot{m}_{c,e} = \dot{m}_{c,s} \quad \dot{m}_l = \dot{m}_{l,e} = \dot{m}_{l,s} \quad (3.13)$$

$$-\dot{W}_m = \dot{m}_{ar}(h_g - h_{ar}) + \dot{m}_{comb}(h_g - h_{comb}) + \dot{m}_c(h_{c,s} - h_{c,e}) + \dot{m}_l(h_{l,s} - h_{l,e}) \quad (3.14)$$

$$\dot{E}x_{d,m} = -\dot{W}_m + \dot{m}_{ar}ex_{ar} + \dot{m}_{comb}ex_{comb} - \dot{m}_g(ex_{g,e} - ex_{g,s}) - \dot{m}_c(ex_{c,s} - ex_{c,e}) - \dot{m}_l(ex_{l,s} - ex_{l,e}) \quad (3.15)$$

$$\varepsilon_{r,m} = \frac{\dot{W}_m + \dot{m}_c(ex_{c,s} - ex_{c,e}) + \dot{m}_l(ex_{l,s} - ex_{l,e}) + \dot{m}_g(ex_{g,e} - ex_{g,s})}{\dot{m}_{ar}ex_{ar} + \dot{m}_{comb}ex_{comb}} \quad (3.16)$$

Na equação 3.14, quando é utilizado o programa Engineering Equation Solve (EES) as entalpias do combustível e do gás de exaustão são determinadas considerando as tabelas Janaff, que incluem a entalpia de formação a 25 °C para cada um de seus respectivos componentes.

As equações 3.15 e 3.16 consideram a exergia do calor útil dos gases de exaustão ($\dot{m}_g(ex_{g,e} - ex_{g,s})$) utilizado num trocador de calor para gerar água quente ou numa caldeira de recuperação para gerar vapor.

3.3 Caldeira com queima

A caldeira é um equipamento cuja função principal é a produção de vapor através do fornecimento de energia para a água. Basicamente existem dois tipos de caldeiras: a flamotubular e a aquatubular.

Na literatura existem diversos estudos de caldeiras de queima operando em sistemas de potência ou em sistemas de cogeração. Dincer e Al-Muslim (2001) baseados numa análise de energia e exergia, realizaram um estudo de um ciclo Rankine com reaquecimento em função de diferentes parâmetros, entre eles a temperatura e a pressão da caldeira, assim a máxima eficiência energética e exergética é achada numa pressão de 14 MPa para três temperaturas diferentes (400, 500 e 590 °C). Ameri et al. (2009) usando a análise exergetica, concluíram que a caldeira é o componente no que ocorrem maiores irreversibilidades (81% da exergia destruída) e não no condensador (5% do total de exergia perdida) que é o indicado ao usar uma análise energética.

Habib et al. (1995) avaliam as distribuições das taxas de irreversibilidade para os diferentes componentes de um sistema de potência. Esse estudo indica que a temperatura e a pressão da caldeira de vapor a plena carga devem estar em seus respectivos limites máximos para que ocorram mínimas irreversibilidades no sistema. Também o estudo determinou uma destruição de exergia na caldeira igual a 70% do total de exergia do sistema.

Aljundi (2009) identificou e quantificou os componentes com maiores perdas de energia e exergia na usina Al-Hussein na Jordânia. Ele determinou que na caldeira as perdas de energia eram 13 MW (6,24%), enquanto a exergia destruída era 121 MW (77%), a máxima do sistema. Aliás, a caldeira apresentou uma eficiência exergética igual a 43,8%.

Kopac e Hilalci (2007) mostram o efeito da temperatura ambiente num sistema de potência,

neste estudo a destruição de exergia da caldeira varia entre 55,4% e 59,3% da exergia de entrada e a eficiência exergética da caldeira entre 44,6% e 40,7% para temperaturas ambiente na faixa de 5 °C a 35 °C. Os estudos apresentados indicam a caldeira como o maior destruidor de exergia devido à reação química entre o ar e o combustível no processo de combustão, e a transferência de calor através de uma variação de temperatura importante.

A análise da caldeira com queima considera que o ar é fornecido na condição ambiente e seu volume de controle inclui a região de mistura dos produtos de combustão, ou seja, os gases de exaustão estão na condição ambiente (Figura 3.3), então: $\dot{m}_{ar}ex_{ar} = \dot{m}_gex_g = 0$. Os balanços de massa, energia e exergia para uma caldeira adiabática são:

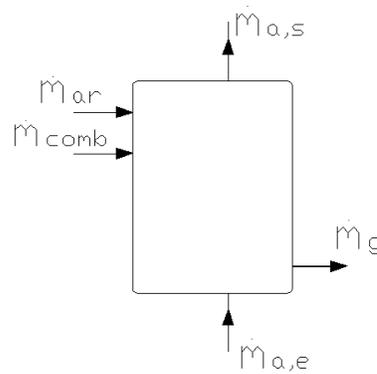


Figura 3.3 - Volume de controle de uma caldeira com queima.

$$\dot{m}_{a,e} = \dot{m}_{a,s} \quad \dot{m}_g = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb} \quad (3.17)$$

$$\dot{m}_{ar}(h_{ar} - h_g) + \dot{m}_{comb}(h_{comb} - h_g) = \dot{m}_{a,s}(h_{a,s} - h_{a,e}) \quad (3.18)$$

$$\dot{E}x_{d,cq} = \dot{m}_{comb}ex_{comb} - \dot{m}_{a,s}(ex_{a,s} - ex_{a,e}) \quad (3.19)$$

$$\varepsilon_{r,cq} = \frac{\dot{m}_{a,s}(ex_{a,s} - ex_{a,e})}{\dot{m}_{comb}ex_{comb}} \quad (3.20)$$

Na equação 3.18 as entalpias de combustível (h_{comb}) e do gás de exaustão (h_g) consideram as entalpias de formação de seus respectivos componentes.

3.4 Caldeira de recuperação

As caldeiras de recuperação usam os gases de exaustão das turbinas a gás ou de motores de combustão para produzir vapor de água a média pressão.

Pesquisas mostram o importante papel que desempenha uma caldeira de recuperação na eficiência de diversos sistemas. Por exemplo, Shin et al. (2003) analisaram as características operacionais de uma caldeira de recuperação de vapor de tripla pressão usando um programa computacional. Nesse estudo se determinou que o aumento da temperatura dos gases de exaustão determina a produção de vapor na caldeira de recuperação quando a temperatura ambiente é próxima a 10 °C.

Balli e Aras (2007) mostram que as perdas pela superfície da caldeira de recuperação e pelos gases de chaminé respondem por 16,44% e 18,38% do total de energia de entrada na caldeira, respetivamente, e que só 65,2% da exergia de entrada é utilizada de forma eficaz.

Os balanços de massa, de energia e de exergia para o volume de controle de uma caldeira de recuperação adiabática (Figura 3.4), são dados por:

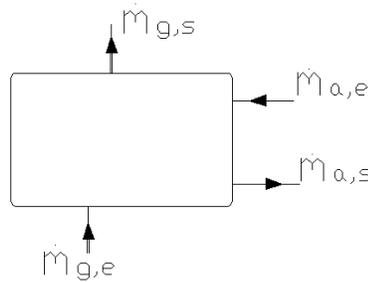


Figura 3.4 - Volume de controle de uma caldeira de recuperação.

$$\dot{m}_{g,e} = \dot{m}_{g,s} \quad \dot{m}_{a,e} = \dot{m}_{a,s} \quad (3.21)$$

$$\dot{m}_{g,e}(h_{g,e} - h_{g,s}) = \dot{m}_{a,s}(h_{a,s} - h_{a,e}) \quad (3.22)$$

$$\dot{E}x_{d,cr} = \dot{m}_{g,e}(ex_{g,e} - ex_{g,s}) - \dot{m}_{a,s}(ex_{a,s} - ex_{a,e}) \quad (3.23)$$

$$\varepsilon_{r,cr} = \frac{\dot{m}_{a,s}(ex_{a,s} - ex_{a,e})}{\dot{m}_{g,e}(ex_{g,e} - ex_{g,s})} \quad (3.24)$$

3.5 Sistema de refrigeração por absorção

Os sistemas de refrigeração por absorção com queima indireta são dispositivos que usam a energia (calor) recuperado de outro processo ou ciclo de calor. Essa energia recuperada pode vir dos gases de exaustão e do sistema de resfriamento de um motor. O uso destes sistemas além de fornecer a carga de resfriamento, reduz a demanda de pico de eletricidade no sistema (DORGAN et al., 1995).

Diversos estudos foram feitos sobre a introdução de sistemas de refrigeração por absorção em sistemas de cogeração. Hufford (1991) discute as diversas alternativas de fonte de energia para resfriadores de líquido por absorção como componente de um sistema de cogeração, para assim melhorar o desempenho deste sistema.

Em seus estudos, Poredos et al. (2002) discutem a questão de se usar vapor ou água quente a pressão ambiente para acionar resfriadores de líquido por absorção. Eles determinaram que os resfriadores por absorção acionados por vapor (principalmente de dois estágios) demandam vapor de média pressão, desse modo a produção de eletricidade é mais baixa do que no caso dos resfriadores de líquido por absorção de apenas um estágio, que podem operar com água quente a pressão ambiente. Se houver também algum problema com o excedente de energia num sistema, o uso dos resfriadores de líquido por absorção acionados por água quente é mais apropriado, já que eles precisam de maior quantidade de energia quando comparado com os resfriadores de líquido por absorção de duplo estágio acionados a vapor.

A unidade de refrigeração por absorção acionada pelo calor recuperado num motor de combustão interna foi analisada por um código de simulação que avalia a influência das condições de contorno e dos parâmetros internos (LONGO et al., 2005). A unidade é composta por um resfriador de líquido por absorção de simples efeito e outro de duplo efeito integrados num mesmo evaporador e absorvedor, obtendo um coeficiente de performance (COP) igual a 1, num intervalo típico de operação de aplicações de ar condicionado.

Kalinowski et al. (2009) apresenta o estudo da substituição de resfriadores de líquido por compressão por sistemas de refrigeração por absorção. A partir da análise, mostra-se que de um processo de geração de eletricidade de 9 MW se pode recuperar 5,2 MW de energia que produz refrigeração adicional para a planta, e assim poupar 1,9 MW de consumo de eletricidade.

O trabalho desenvolvido por Palacios (2007) indica que, do ponto de vista exergético, siste-

mas de refrigeração por absorção são mais apropriados para trabalhar como parte de sistemas de cogeração, ou com a utilização de calor rejeitado como insumo de energia. Nesse estudo a eficiência exérgica do sistema de simples efeito com queima direta foi 2,03%, enquanto eficiência do sistema de duplo efeito com queima direta foi 3,75%. Os sistemas acionados por água quente (simples efeito) e por vapor (duplo efeito) apresentaram eficiências exérgicas de 10,84% e 15,43%, respectivamente.

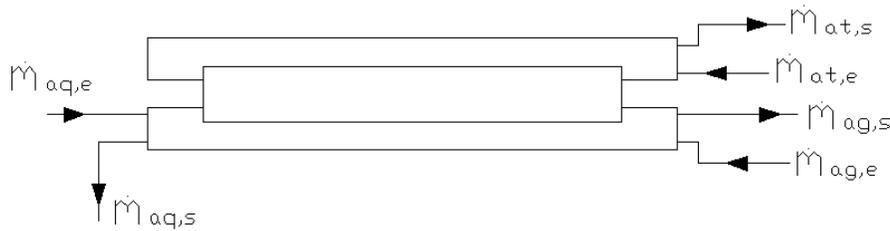


Figura 3.5 - Volume de controle de um sistema de refrigeração por absorção.

Os balanços de massa, energia e exergia para o volume de controle de um resfriador de líquido por absorção, desprezando a potência da bomba (Figura 3.5), são dados por:

$$\dot{m}_{aq} = \dot{m}_{aq,e} = \dot{m}_{aq,s} \quad \dot{m}_{at} = \dot{m}_{at,e} = \dot{m}_{at,s} \quad \dot{m}_{ag} = \dot{m}_{ag,e} = \dot{m}_{ag,s} \quad (3.25)$$

$$\dot{m}_{aq}(h_{aq,e} - h_{aq,s}) + \dot{m}_{ag}(h_{ag,e} - h_{ag,s}) = \dot{m}_{at}(h_{at,s} - h_{at,e}) \quad (3.26)$$

$$\dot{E}x_{d,ch} = \dot{m}_{aq}(ex_{aq,e} - ex_{aq,s}) - \dot{m}_{ag}(ex_{ag,s} - ex_{ag,e}) - \dot{m}_{at}(ex_{at,s} - ex_{at,e}) \quad (3.27)$$

$$\varepsilon_{r,ch} = \frac{\dot{m}_{ag}(ex_{ag,s} - ex_{ag,e})}{\dot{m}_{aq}(ex_{aq,e} - ex_{aq,s})} \quad (3.28)$$

3.6 Trocadores de calor sem mistura

Trocadores de calor são de considerável importância e amplamente utilizados em vários tipos de aplicações, portanto, Yilmaz et al. (2001) decidiram revisar os critérios de avaliação de seu desempenho baseados na segunda lei usando como parâmetros de avaliação a entropia e a exergia. Eles observaram que para a análise e projeto de trocadores de calor, é essencial considerar a taxa de geração de entropia irreversível; e apesar de que para atingir um tamanho menor do trocador de calor a diferença de temperatura entre os fluxos deve ser maximizada, uma maior perda de exergia

acontecerá durante a transferência de calor.

Análises de energia e exergia para trocadores de calor foram apresentados em vários estudos. Galovic et al. (2007) apresenta a avaliação de trocadores de calor de recuperação de fluxo paralelo e contra-fluxo. Eles determinaram que a destruição de exergia para cada tipo de trocador de calor é pequena, uma vez que os valores operacionais da relação entre temperaturas absolutas de entrada são próximos a 1.

Bejan et al. (1996) indica que como os trocadores de calor têm finalidades diferentes, as escolhas dos insumos e dos produtos levam a expressões alternativas para a eficiência exergética racional. A formulação da eficiência racional varia de acordo com a temperatura que ocorre a transferência de calor, ou seja, se a temperatura é menor, igual ou maior que a temperatura de referência (T_o).

Os balanços de massa, de energia e de exergia para o volume de controle de um trocador de calor sem mistura, considerado como um sistema adiabático (Figura 3.6), são dados por:

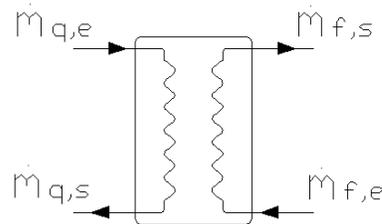


Figura 3.6 - Volume de controle de um trocador de calor sem mistura.

$$\dot{m}_{f,e} = \dot{m}_{f,s} \quad \dot{m}_{q,e} = \dot{m}_{q,s} \quad (3.29)$$

$$\dot{m}_{q,e}(h_{q,e} - h_{q,s}) = \dot{m}_{f,s}(h_{f,s} - h_{f,e}) \quad (3.30)$$

$$\dot{E}x_{d,tc} = \dot{m}_{q,e}(ex_{q,e} - ex_{q,s}) - \dot{m}_{f,s}(ex_{f,s} - ex_{f,e}) \quad (3.31)$$

$$\varepsilon_{r,tc} = \frac{\dot{m}_{f,s}(ex_{f,s} - ex_{f,e})}{\dot{m}_{q,e}(ex_{q,e} - ex_{q,s})} \quad (3.32)$$

3.7 Trocadores de calor de contato direto

Segundo Moran e Shapiro (2002), as equações de balanço de massa, de energia e de exergia para o volume de controle de um trocador de contato direto (misturador) adiabático (Figura 3.7), são dados por:

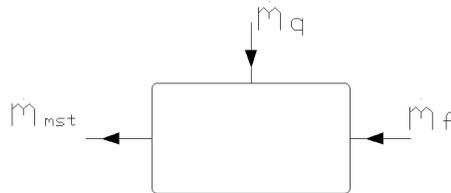


Figura 3.7 - Volume de controle de um trocador de calor de contato direto.

$$\dot{m}_{mst} = \dot{m}_f + \dot{m}_q \quad (3.33)$$

$$\dot{m}_f h_f + \dot{m}_q h_q = (\dot{m}_f + \dot{m}_q) h_{mst} \quad (3.34)$$

$$\dot{E}x_{d,tcd} = \dot{m}_q (ex_q - ex_{mst}) - \dot{m}_f (ex_{mst} - ex_f) \quad (3.35)$$

$$\varepsilon_{r,tcd} = \frac{\dot{m}_f (ex_{mst} - ex_f)}{\dot{m}_q (ex_q - ex_{mst})} \quad (3.36)$$

3.8 Bombas

Existem estudos onde é determinada a eficiência exergética de bombas como componente de sistemas de potência ou de sistemas de cogeração. Kopac e Hilalci (2007) determinam uma destruição de exergia de 1014 MW (0,21%) a 1098 MW (0,23% da exergia de entrada) e uma eficiência exergética de 68% a 70,5% para bombas que operam num sistema de potência, variação em função de uma faixa de temperaturas ambiente (5 a 35 °C). Aljundi (2009) num estudo similar (realizado, porém, para um sistema diferente) determina uma destruição de exergia de 0,22 MW (0,14% da exergia de entrada) e uma eficiência exergética de 82,5% para a bomba da caldeira numa condição ambiente de 25 °C e 101,3 kPa.

Já Balli et al. (2008) determinaram uma destruição de exergia de 27 kW (0,03% da exergia destruída) e uma eficiência exergética de 77,53% para uma bomba de combustível operando num

sistema de cogeração de ciclo combinado. Enquanto Abusoglu e Kanoglu (2009b) determinam 0,13 kW de destruição de exergia (0,0003% da exergia destruída) e 97% de eficiência exergética para a bomba de combustível de um sistema de cogeração com motor diesel.

Os balanços de massa, de energia e de exergia para o volume de controle de uma bomba realizando um processo adiabático (Figura 3.8), são dados por:

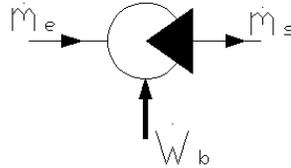


Figura 3.8 - Volume de controle de uma bomba.

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s \quad (3.37)$$

$$-\dot{W}_b = \dot{m}_s(h_s - h_e) \quad (3.38)$$

$$\dot{E}x_{d,b} = -\dot{W}_b - \dot{m}_s(ex_s - ex_e) \quad (3.39)$$

$$\varepsilon_{r,b} = \frac{\dot{m}_s(ex_s - ex_e)}{-\dot{W}_b} \quad (3.40)$$

3.9 Torres de arrefecimento

As torres de arrefecimento são dispositivos de rejeição de energia de água quente para a atmosfera, utilizados na maioria de sistemas de potência, refrigeração e ar condicionado industrial. As torres de arrefecimento podem ser classificadas pelo movimento da água e do ar em dois tipos: contracorrente e cruzada. Além disso, também podem ser classificadas baseadas no fluxo de ar como natural e forçada (MUANGNOI et al., 2007).

Existe uma grande quantidade de estudos de avaliação de torres de arrefecimento. A análise do desempenho de torres de arrefecimento de contra-corrente baseados na segunda lei da termodinâmica empregando um modelo matemático mostra que a quantidade de exergia fornecida pela água é maior do que a absorvida pelo ar. Além disso, a distribuição da destruição de exergia revela que o potencial de melhoria é maior na parte inferior da torre (ATAEI et al., 2008).

Mandi et al. (2005) determinam uma eficiência energética entre 25,9% e 42,8 % para uma torre de arrefecimento incluindo a potência dos ventiladores. Esta eficiência é melhorada para 39,5% a 64,2% ao substituir as hélices existentes de lâmina de plástico reforçado do ventilador pela tecnologia moderna de hélices de plástico reforçado com fibra. O estudo optou por substituir o motor existente de 67 kW por um de 45 kW devido às baixas cargas do motor existente com as modificações realizadas.

A análise da torre de arrefecimento considera o fluxo de ar forçado e que a energia de entrada para o ventilador é pequena comparada com os demais termos dos balanços de energia e exergia: $W_v = 0$, (LU et al., 1998). A análise exérgica da torre é baseada na destruição de exergia e na eficiência exérgica de segundo critério (Figura 3.9). Os balanços de massa, energia e exergia são definidos por:

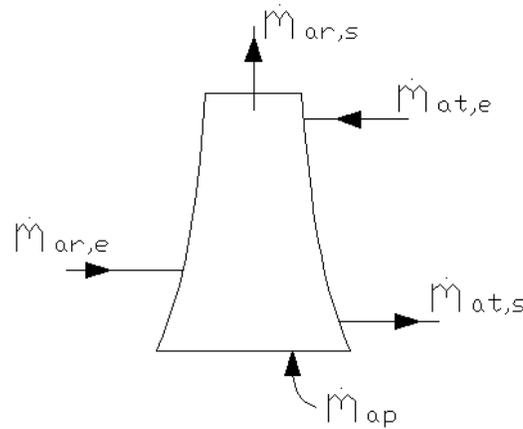


Figura 3.9 - Volume de controle de uma torre de arrefecimento.

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{ars,e} = \dot{m}_{ars,s} \quad (ar\ seco) \quad \dot{m}_{ap} = \dot{m}_{ar}(w_s - w_e) \quad \dot{m}_{at} = \dot{m}_{at,e} = \dot{m}_{at,s} \quad (3.41)$$

$$\dot{m}_{at}(h_{at,e} - h_{at,s}) + \dot{m}_{ar}(h_{ar} + wh_v)_e + \dot{m}_{ap}h_{ap} = \dot{m}_{ar}(h_{ar} + wh_v)_s \quad (3.42)$$

$$\dot{E}x_{d,ta} = \dot{m}_{at}(ex_{at,e} - ex_{at,s}) + \dot{m}_{ar}(ex_{ar} + we x_v)_e - \dot{m}_{ar}(ex_{ar} + we x_v)_s + m_{ap}ex_{ap} \quad (3.43)$$

$$\varepsilon_{s,ta} = \frac{\dot{m}_{ar}(ex_{ar} + we x_v)_s + \dot{m}_{at}ex_{at,s}}{\dot{m}_{ar}(ex_{ar} + we x_v)_e + \dot{m}_{at}ex_{at,e} + m_{ap}ex_{ap}} \quad (3.44)$$

3.10 Avaliação da eficiência de um sistema de cogeração

A análise do sistema global de cogeração baseado na análise da primeira lei e da segunda lei da termodinâmica é encontrada em diversos trabalhos na literatura. Balli et al. (2008) determinaram uma eficiência exergética igual a 38,33% e uma destruição de exergia de 82812,3 kW para um sistema de cogeração de turbina a gás que produz 51475,9 kW de energia elétrica. Num estudo de um sistema de cogeração de motor diesel foi determinada uma eficiência exergética de 40,6% sofrendo uma destruição de exergia de 37 246 kW, o sistema gera 25 354 kW de energia elétrica e 188 kW de vapor de água, com um fator de utilização de energia igual a 44,6% (ABUSOGLU; KANOGLU, 2009b).

Cruz e Nebra (2005a) apresentaram a simulação de um sistema de cogeração com motor diesel, baseado nos parâmetros da primeira lei da termodinâmica e em função da carga variável. O estudo mostra que as eficiências de primeira lei do motor e dos dois sistemas de refrigeração por absorção são constantes durante todas as cargas. Além disso, o estudo mostra que o FUE do sistema é maior a altas cargas.

No estudo que dá continuação ao trabalho referido no paragrafo anterior, Cruz e Nebra (2005b) simularam os parâmetros exergéticos do sistema de cogeração em função da carga variável. A eficiência exergética dos dois sistemas de refrigeração por absorção são constantes durante todas as cargas (35% e 21% cada). A eficiência exergética do motor diesel varia entre 36,7% e 46,9%, enquanto a eficiência exergética do sistema varia entre 32,9% e 41,3%.

Burbano et al. (2008) apresentaram o estudo comparativo de quatro configurações de sistema de cogeração para uma industria de laticínios. A análise das quatro configurações considerou dois cenários: o primeiro só atendendo as necessidades de energia da planta; e o segundo gerando, além das demandas da planta, um excesso de eletricidade. Os resultados revelaram que nos dois cenários a configuração de turbina a gás e caldeira de recuperação com sistema de refrigeração por absorção obteve o melhor desempenho com uma alta eficiência energética (88,98% e 41,20% cada cenário) e exergética (41,4% e 29,3%).

Baseados no principio da utilização da energia em cascata, Gao et al. (2008) apresentam um sistema de cogeração para um parque eco-industrial. O sistema recomendado é composto de quatro motores diesel que produzem a eletricidade para o parque industrial. A energia térmica dos motores, ou seja, a energia dos gases de exaustão e da água de refrigeração da camisa são utilizados para a

refrigeração por absorção e para o processo de desumidificação líquida, respectivamente. O fator de utilização de energia e a eficiência exergética do sistema recomendado são 84,34% e 36,22%, maiores do que o sistema existente.

Kanoglu e Dincer (2009) apresentaram a avaliação de quatro sistemas de cogeração através da eficiência energética e exergética. Para facilitar a comparação se considerou a mesma produção de calor (13,5 MW) e a mesma potência líquida (10 MW), com a exceção do sistema de motor diesel que produz 20 MW de eletricidade e 13,5 MW de calor. O resultado da comparação das eficiências exergéticas favorece os sistemas de cogeração de motor diesel (47,7%) e geotermica (44,1%), enquanto a comparação das eficiências energéticas favorece os sistemas de cogeração de motor diesel (78,2%), turbina a vapor (47,8%) e turbina a gás (46,8%).

A eficiência energética ou fator de utilização de energia (FUE) do sistema global é a relação entre a energia dos produtos e energia do combustível, e é definida por:

$$FUE_{coge} = \frac{\dot{W}_{ciclo} + \dot{Q}_{processo}}{\dot{Q}_{entrada}} \quad (3.45)$$

$$FUE_{coge} = \frac{\dot{W}_{ciclo}}{\dot{Q}_{entrada}} + \frac{\dot{E}_{aq}}{\dot{Q}_{entrada}} + \frac{\dot{E}_{ag}}{\dot{Q}_{entrada}} + \frac{\dot{E}_{va}}{\dot{Q}_{entrada}} \quad (3.46)$$

Entre os dois produtos de um sistema de cogeração, o trabalho (eletricidade) é mais valioso do que o calor, uma vez que duas unidades de calor são usadas para obter uma unidade de trabalho num motor térmico. A eficiência exergética é definida por:

$$\varepsilon_{coge} = \frac{\dot{W}_{ciclo} + \dot{Q}_{processo}}{\dot{E}x_{entrada}} \quad (3.47)$$

A destruição de exergia para todo o sistema de cogeração é a soma da destruição de exergia de cada um de seus componentes.

$$Ex_{d,coge} = \sum \dot{E}x_{d,j} \quad (3.48)$$

4 ESTUDO DE CASO: HC UNICAMP

O Hospital das Clínicas da UNICAMP, localizado no campus da universidade, tem como função principal a assistência médico-hospitalar para a comunidade da região, oferecendo atendimento hospitalar em nível terciário e quaternário para uma população de aproximadamente 6 milhões de habitantes.

Atualmente, o HC conta com uma capacidade física de 403 leitos e 15 salas de centro cirúrgico, numa área construída de 65.000 metros quadrados. Os mais de 4 mil metros de corredores são distribuídos em sete blocos interligados, por onde diariamente circulam mais de 10 mil pessoas. Além disso, o HC conta com muitos laboratórios, 2 anfiteatros, 20 salas de aula, 25 salas de reunião, 1 restaurante e 1 lanchonete.

4.1 Demandas de energia do HC UNICAMP

Os hospitais são caracterizados por demandas simultâneas de eletricidade e energia térmica. No mundo existem diversos sistemas de cogeração instalados em hospitais.



(a) Hidrômetro para o fluxo de água quente.



(b) Controlador Lógico Programável geral.

Figura 4.1 - Alguns componentes do sistema de aquisição de dados.

Um sistema de aquisição de dados foi instalado no Hospital das Clínicas da UNICAMP utilizando recursos do projeto ECOGERA (Núcleo Interdisciplinar de Planejamento Energético da UNICAMP - NIPE). Este sistema coleta dados das demandas de energia do hospital (eletricidade,

vapor de água, água quente e eletricidade do sistema de refrigeração) desde o ano de 2004. O sistema de coleta de dados gera arquivos texto que podem ser abertos no programa computacional Excel.

O sistema de aquisição de dados é composto por hidrômetros como aqueles instalados para a água quente de reposição da caldeira e que é mostrado na Figura 4.1(a). Além dos hidrômetros, o sistema conta com a leitura da demanda de eletricidade do painel do resfriador de líquido e do medidor de demanda e consumo da CPFL, e também com o Controlador Lógico Programável (CLP) geral, que é mostrado na Figura 4.1(b).

Na Figura 4.2, apresenta-se a arquitetura do sistema de aquisição de dados. O CLP da Gestal recebe os valores lidos pelos hidrômetros, os registrados pela concessionária de eletricidade CPFL e pelo painel do resfriador de líquido, para depois enviá-los para um computador através da Intranet da UNICAMP, que os armazena e utiliza para criar perfis de demandas diárias.

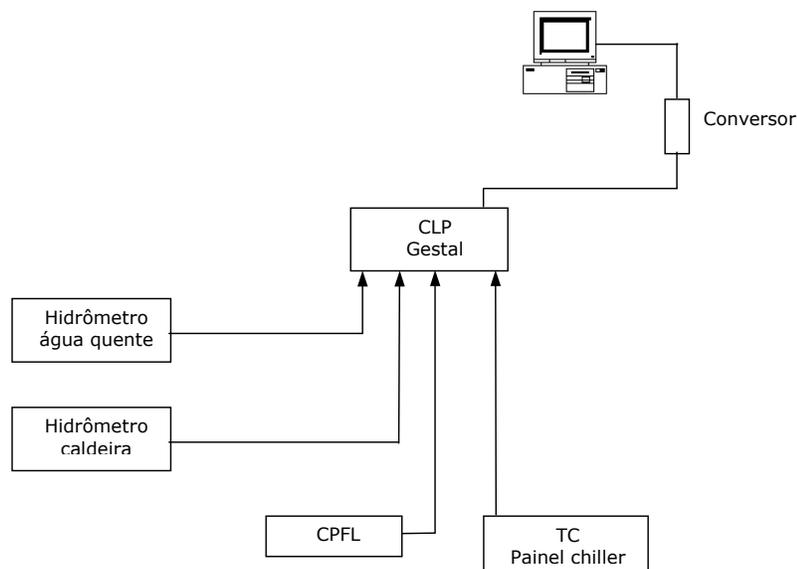


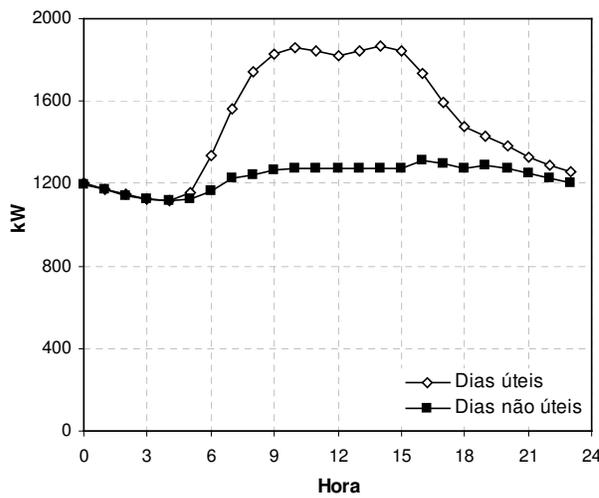
Figura 4.2 - Arquitetura do sistema de aquisição de dados.

Para o desenvolvimento do estudo de caso foram utilizados os dados de demandas de energia do ano de 2006. Os dados foram agrupados em oito séries, sendo:

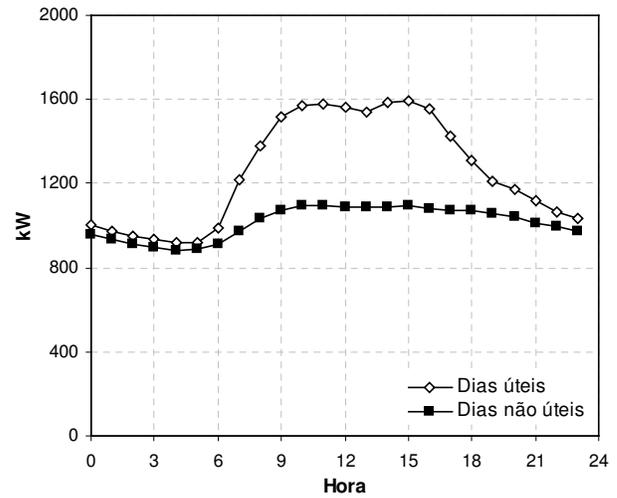
- verão dias úteis (60 dias)
- verão dias não úteis (finais de semana/feriados) (29 dias)
- outono dias úteis (65 dias)
- outono dias não úteis (28 dias)
- inverno dias úteis (67 dias)

- inverno dias não úteis (27 dias)
- primavera dias úteis (60 dias)
- primavera dias não úteis (29 dias)

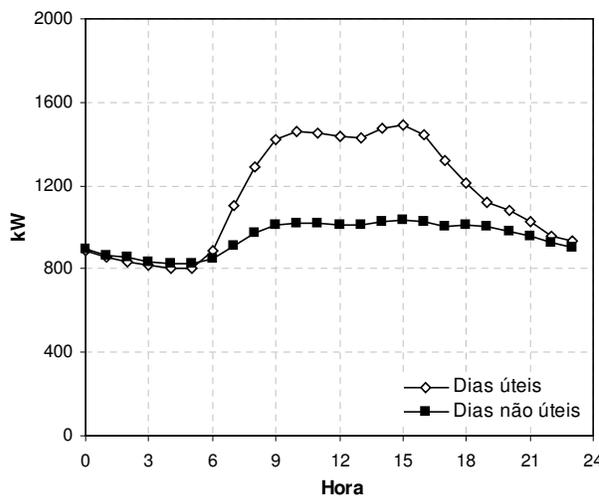
A quantificação do número de dias em cada um dos oito grupos é apresentada em frente da descrição dos grupos. Para o desenvolvimento da análise de desempenho que será apresentada neste capítulo, iremos construir perfis médios horários de demanda de energia (eletricidade, vapor, água quente e água gelada) para cada um dos oito grupos de dados acima descritos.



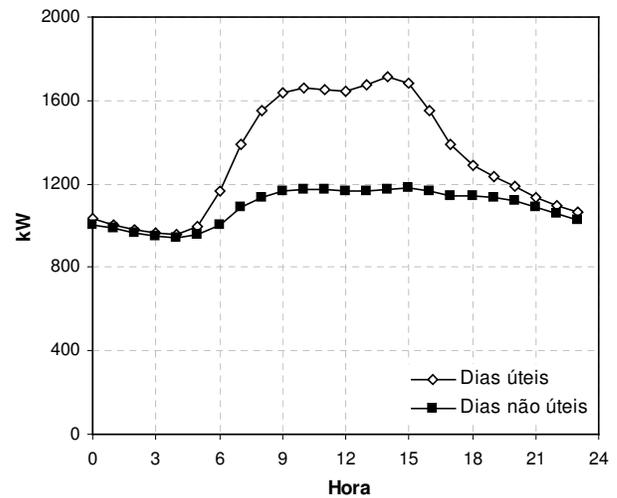
(a) Verão



(b) Outono



(c) Inverno



(d) Primavera

Figura 4.3 - Demanda de eletricidade.

4.1.1 Demanda de eletricidade

A energia elétrica consumida no hospital é fornecida pela distribuidora local de eletricidade (CPFL). O sistema de aquisição de dados recebe o valor médio do analisador de demanda da concessionária local de distribuição de eletricidade para cada intervalo de 15 minutos. Valores médios horários foram calculados a partir destes dados.

A maior demanda média de eletricidade acontece nos meses de verão com valores na faixa entre 1100 kW e 1930 kW. Nas demais estações do ano a demanda é menor. No outono atinge valores entre 850 kW e 1600 kW, no inverno entre 800 kW e 1500 kW, enquanto que na primavera eleva-se para a faixa entre 950 kW e 1700 kW. Além disso, pode-se observar que a demanda durante o dia é superior ao valor noturno (Figura 4.3).

4.1.2 Demanda de água quente para fins sanitários

No sistema atual a demanda de água quente é atendida por dois aquecedores, que funcionam como trocadores de calor, utilizando uma parcela do vapor da caldeira para gerar água quente a 50°C. O hospital dispõe de um sistema central que circula continuamente a água quente para os consumidores (chuveiros, lavatórios, etc). Quando a água quente é consumida, a água de reposição é alimentada através de uma tubulação que conecta o depósito principal de água com o sistema de água quente. Um hidrômetro foi instalado na tubulação de alimentação do sistema de água quente.

O uso de água quente se dá principalmente das 5:00 às 23:00 horas, obtendo seus valores máximos (6750 kg/h) entre as 7:00 e 10:00 horas e entre as 12:00 e 15:00 horas. Percebe-se uma demanda menor nos fins de semana (Figura 4.4). Maiores demandas são verificadas no inverno.

4.1.3 Demanda de vapor

O vapor no hospital é utilizado na esterilização, na cozinha e na geração de água quente. Estima-se que a demanda de vapor foi reduzida para aproximadamente um terço do seu valor inicial quando a lavanderia do hospital foi desativada.

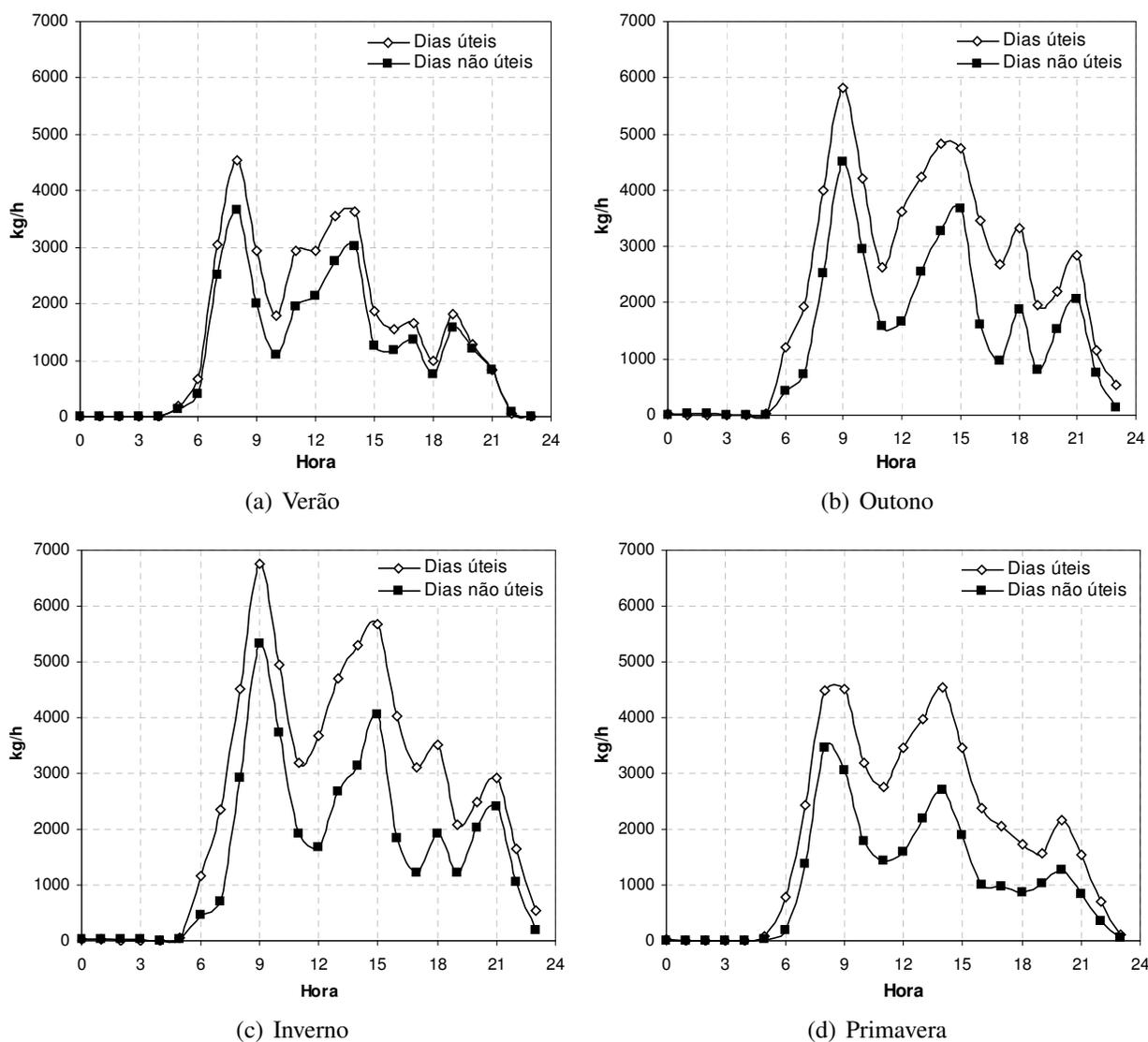


Figura 4.4 - Demanda de água quente para fins sanitários.

No atual sistema a demanda de vapor é atendida por uma das três caldeiras de vapor instaladas, enquanto as outras duas caldeiras estão em manutenção ou na espera de serem acionadas caso a caldeira operante apresente alguma falha. As caldeiras geram vapor a uma pressão de 6 kgf/cm^2 (5,88 bar) para atender as demandas do hospital.

A demanda total de vapor é obtida através de um hidrômetro instalado na linha de alimentação das caldeiras. O hidrômetro está interligado ao sistema de aquisição de dados. Os dados de demanda foram totalizados pelo hidrômetro e enviados para o sistema de aquisição de dados para intervalos de uma hora. Essas demandas de vapor são mostradas na Figura 4.5.

A demanda de vapor obtida do sistema de coleta de dados é corrigida subtraindo-se a energia

de vapor utilizada para gerar água quente, já que a demanda de água quente no sistema de cogeração a ser estudado é atendida pela energia recuperada do motor no circuito primário e secundário. A demanda de vapor corrigida mostra valores pequenos (10 kg/h) no inverno e grandes (300 kg/h) no verão. Aliás, percebe-se uma demanda menor nos finais de semana/feriados.

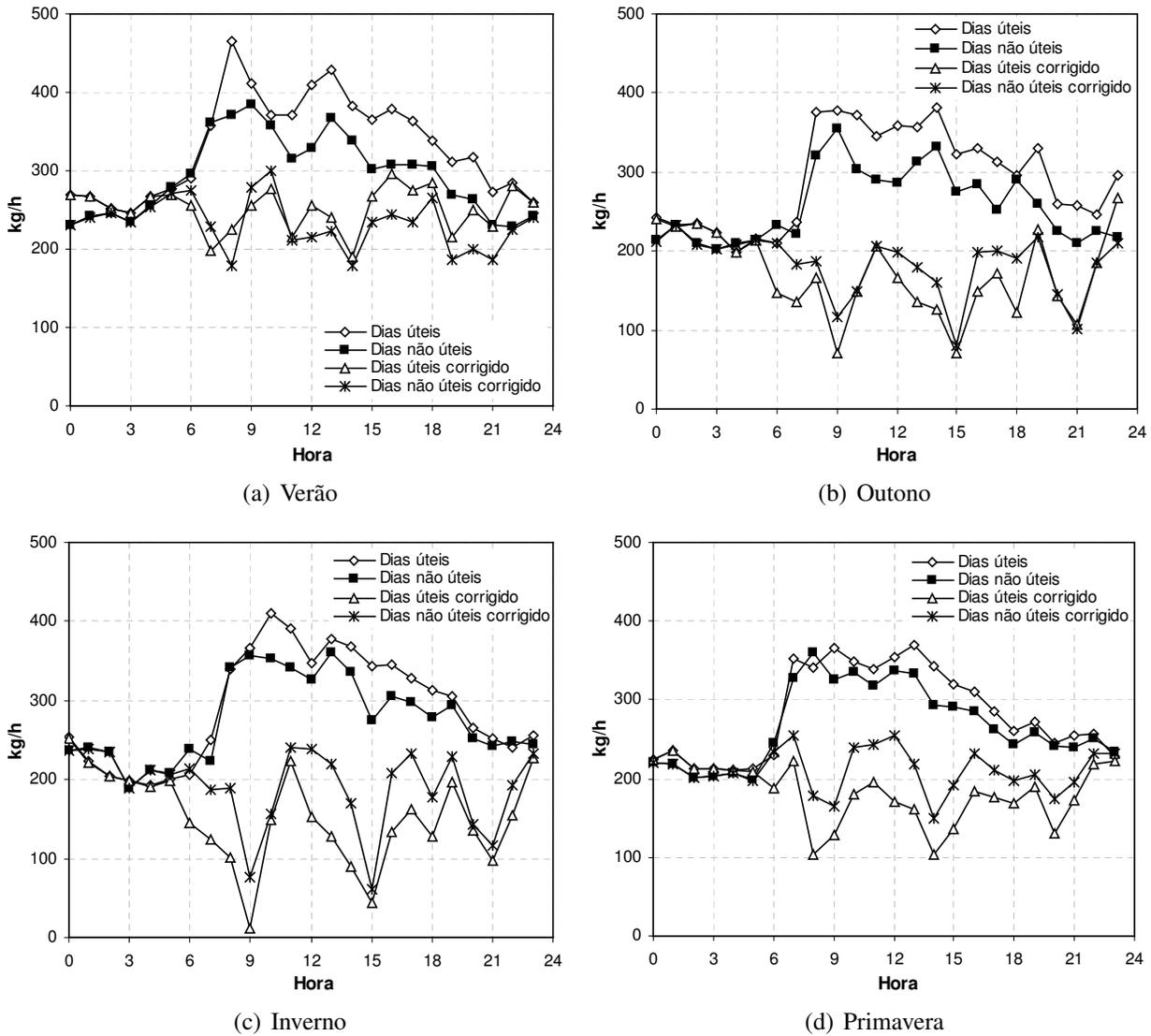


Figura 4.5 - Demanda de vapor.

4.1.4 Carga térmica do hospital

O atual sistema de refrigeração é composto de dois resfriadores de líquido por compressão de vapor com compressores tipo parafuso. Esses resfriadores de líquido têm uma capacidade de refrigeração de 300 TR (1055 kW) cada, operam com refrigerante R134a, condensados a água, e têm uma temperatura de água gelada na saída do evaporador igual a 6 °C. A água gelada gerada é distribuída por duas bombas de 18,5 kW cada.

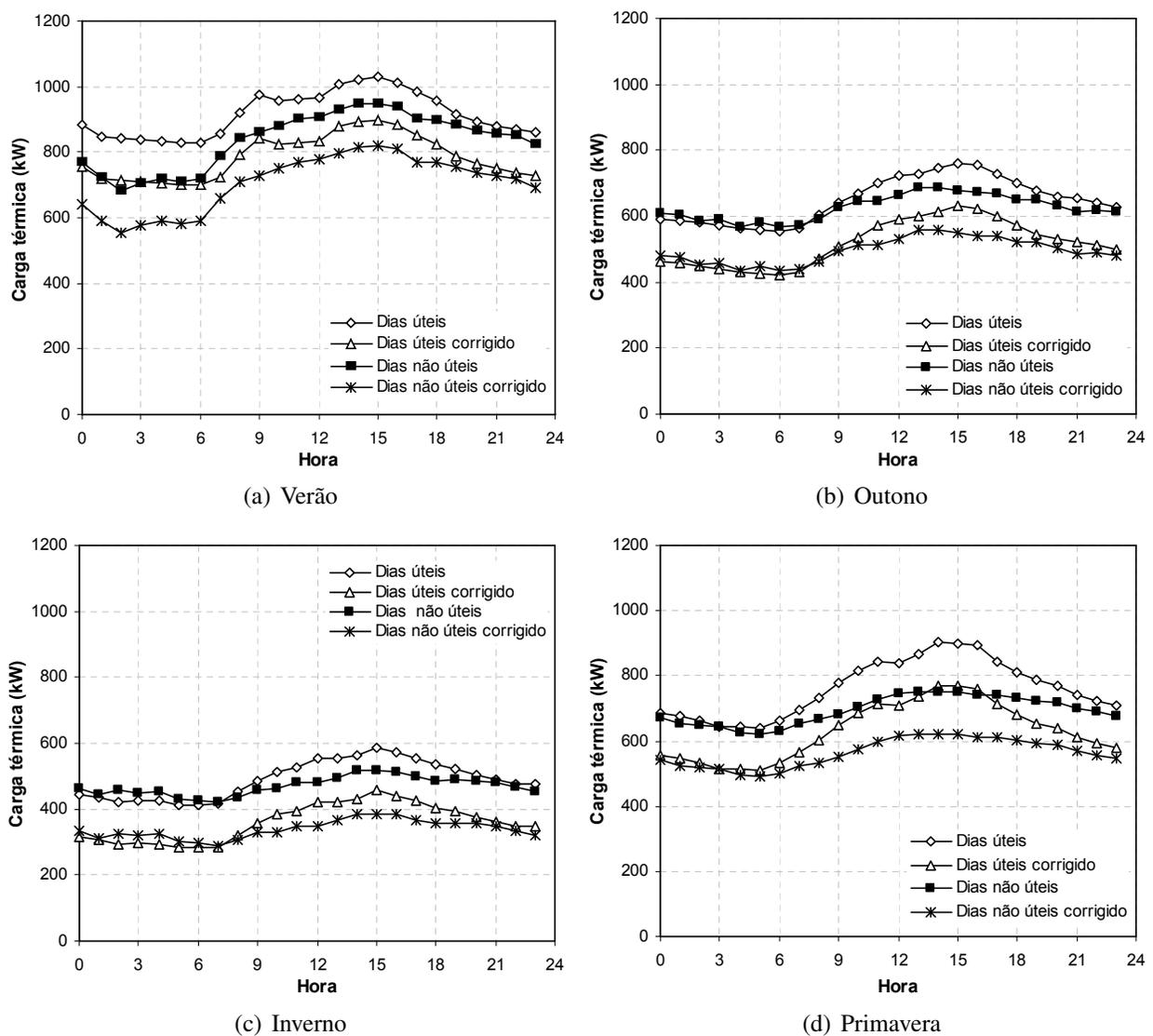


Figura 4.6 - Carga térmica do hospital.

O sistema da Gestal registra a energia elétrica total consumida pelo sistema de refrigeração

(resfriador de líquido e bombas de água gelada) para intervalos de uma hora através de um transformador de corrente instalado no painel elétrico do resfriador de líquido. A energia elétrica lida no painel elétrico para intervalos de uma hora, é corrigida subtraindo a potência (37 kW) das duas bombas de água gelada para obter a eletricidade consumida pelos resfriadores de líquido.

A carga térmica do hospital é determinada pela divisão entre a energia elétrica consumida pelo resfriador de líquido e um coeficiente igual a 0,8 kW/TR (COP igual a 4,4). Esse coeficiente, definido pela relação entre a potência consumida e a carga térmica do resfriador de líquido, é geralmente considerado para compressores de tipo parafuso. Realizando este procedimento são obtidos os oito perfis de carga térmica para o ano de operação (Figura 4.6).

Nas curvas corrigidas os meses de verão registram os maiores valores de carga térmica (aproximadamente 900 kW), enquanto nos meses do inverno são registrados os menores valores (300 kW), isto pelo fato das necessidades diferentes durante essas duas épocas do ano. A demanda elétrica dos resfriadores de líquido pode ser calculada dividindo-se a carga térmica pelo COP do chiller.

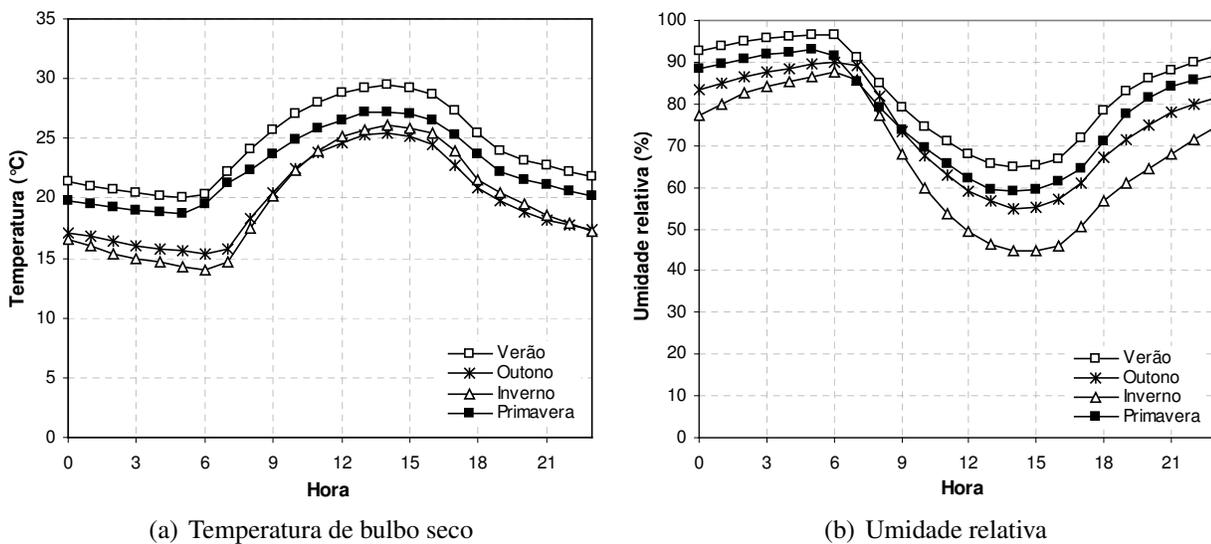


Figura 4.7 - Dados climáticos.

4.1.5 Temperatura de bulbo seco e umidade relativa

A estação climática instalada dentro do campus da universidade (CEPAGRI) fornece a temperatura de bulbo seco e umidade relativa para cada hora do ano. Foi desenvolvido um tratamento dos dados, visando obter valores médios para cada estação do ano.

As maiores temperaturas ocorrem entre as 12:00 e 16:00 horas (Figura 4.7(a)), enquanto a umidade relativa é maior durante a noite (Figura 4.7(b)).

4.2 Descrição do sistema de cogeração

O sistema de cogeração proposto neste trabalho é composto basicamente por um motor de combustão interna, circuitos primário e secundário de recuperação de energia do motor (trocadores de calor e torres de arrefecimento), um trocador de calor de gases de exaustão, um resfriador de líquido por absorção de simples efeito e torres de arrefecimento. O esquema do sistema é mostrado na Figura 4.8.

O motor de combustão interna é da marca Jenbacher da série J320 GS C85. O motor Jenbacher é alimentado por gás natural e possui uma capacidade de geração elétrica de 1060 kW com uma eficiência elétrica de 39% (dados fornecidos pela GE Energy Jenbacher). A energia da camisa de resfriamento do motor e dos gases de exaustão são aproveitadas para fornecer a fonte de energia térmica (água quente) do resfriador de líquido por absorção de simples efeito, enquanto a energia do resfriador de óleo e intercoolers é aproveitada para aquecer água para fins sanitários do hospital.

Devido à pequena demanda de vapor verificada pelo sistema de aquisição de dados, optou-se por avaliar um sistema de cogeração com motor sem produção de vapor. O vapor demandado pelo hospital continuará a ser gerado nas caldeiras de queima.

Os dados de desempenho do motor em função da sua carga de operação são apresentados na Figura 4.9. No balanço de energia do motor, Figura 4.9(a), observa-se que a máxima eficiência mecânica (40,3%) é atingida a plena carga. Nessa condição a energia rejeitada pelos gases de exaustão, camisa do motor e resfriador de óleo é percentualmente menor que em carga parcial.

O fluxo e a temperatura dos gases de escape do motor, ilustrados na Figura 4.9(b), mostram que, a plena carga, os gases de exaustão atingem a mais baixa temperatura, mas apresentam o

maior fluxo mássico. Essa relação inversa entre a temperatura e o fluxo é percebida durante todas as situações de carga parcial do motor.

O circuito primário é responsável pela recuperação do calor da camisa de resfriamento e dos gases de exaustão, enquanto o circuito secundário aproveita o calor dos intercoolers e do resfriador de óleo. Além da recuperação de energia, os circuitos primário e secundário rejeitam a energia não utilizada pelos processos (aquecimento e resfriamento de água), para atingir as temperaturas de projeto do motor (na entrada da camisa e do resfriador de óleo).

O resfriador de líquido por absorção de simples efeito tem uma capacidade nominal de 520 TR (1830 kW) baseado em vapor saturado a 184 kPa como fonte de energia, água gelada produzida a 7,2 °C (diferencia de temperatura igual a 5,5 °C) e água entrando ao condensador a 29,4 °C. O resfriador de líquido por absorção utiliza como par de trabalho a solução $LiBr - H_2O$.

Neste estudo, se considera que o resfriador de líquido por absorção utilizará como fonte de energia a água quente gerada no trocador de calor dos gases de exaustão, e que o condensador e o absorvedor são resfriados com água proveniente da torre de arrefecimento (TR3).

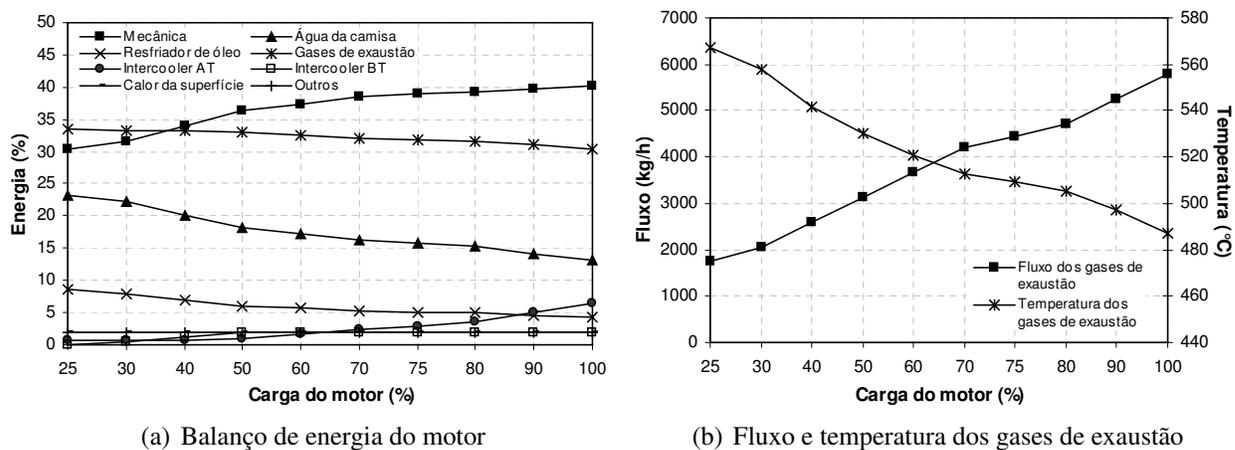


Figura 4.9 - Características do motor Jenbacher J320 GS C85.

Os trocadores de calor do sistema de cogeração proposto recuperam energia para o aquecimento da água (TC1 e TC2) ou rejeitam energia para o ambiente (TC3 e TC4), através das torres de arrefecimento (TR1 e TR2).

As torres de arrefecimento são utilizadas para rejeitar o calor do circuito primário e secundário e para resfriar a água utilizada no resfriamento do condensador e absorvedor do sistema de refrigeração por absorção. Por causa do resfriamento evaporativo estas precisam de água de reposição para compensar a água que se evapora e vai para a atmosfera junto ao ar seco.

4.3 Condição de projeto do sistema de cogeração

A avaliação do sistema de cogeração precisa da determinação dos parâmetros de projeto do sistema. Assim, considera-se que, no circuito primário, a temperatura da água de resfriamento sai da camisa do motor a $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ e 525 kPa , voltando para a camisa a uma temperatura de $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ e uma pressão de 600 kPa . Por sua vez, a parcela menor de energia do motor que é distribuída para os intercoolers e resfriador de óleo permite considerar a água na saída do resfriador de óleo a $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ e 250 kPa , e na entrada do intercooler a $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ e 400 kPa .

A condição de projeto do sistema considera que a água do processo entra no trocador de calor do circuito secundário (TC2) a $22,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ e 310 kPa e sai do trocador do circuito primário (TC1) a $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ para atingir as demandas de água quente do hospital em estudo.

O resfriador de líquido por absorção é projetado para produzir água gelada a $7,22\text{ }^{\circ}\text{C}$ com uma diferença de temperatura igual a $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ durante todo o funcionamento do sistema. A água de resfriamento é projetada para entrar no absorvedor a $29,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e para sair do condensador a $35\text{ }^{\circ}\text{C}$. A rotina de seleção do resfriador de líquido por absorção desenvolvida no programa computacional Internal Combustion Engine Cogeneration Software Evaluator (COGMCI), indica que sua capacidade de refrigeração na condição de projeto é 205 TR (722 kW) com um coeficiente de performance (COP) igual a $0,703$.

Baseado na rotina de seleção do resfriador de líquido por absorção, quando o motor opera a plena carga a água do circuito primário entra no resfriador de líquido por absorção a $118,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ e sai a $76,3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

A energia recuperada pelo trocador de calor dos gases de exaustão (TCGE) é estimada considerando uma mistura de gases ($CO_2 = 11\%$, $H_2O = 20,5\%$, $O_2 = 6\%$, $N_2 = 62,5\%$ molar).

Para as torres de arrefecimento considera-se que a água entra a $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ e 250 kPa e sai a $29,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e 100 kPa . O ar de resfriamento entra a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ com uma umidade relativa de 40% e sai a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ e 90% de umidade relativa. A água de reposição utilizada para substituir a quantia de água evaporada no resfriamento por ar entra na torre a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ e 100 kPa .

4.4 Análise Energética e Exergética

A análise energética e exergética é desenvolvida em duas partes. A primeira avalia o sistema de cogeração proposto operando a plena carga e aproveitando ou rejeitando toda a energia térmica. Essa avaliação é desenvolvida no programa computacional Engineering Equation Solver - EES (KLEIN S.A., 2010).

A segunda parte desta seção avalia o sistema de cogeração considerando as demandas de energia do HC agrupadas nos oito grupos definidos na seção 4.1. Essa segunda avaliação é desenvolvida utilizando o programa computacional COGMCI (ESPIRITO, 2009), que será utilizado para as oito series de dados.

Para o desenvolvimento do estudo de caso irá se considerar que a potência consumida pelos equipamentos auxiliares (potência parasita) representa 3% da eletricidade produzida. Os equipamentos auxiliares são constituídos pelas bombas de água e as torres de arrefecimento. Considera-se também que o TCGE sofre uma perda de energia de 2%.

A análise exergética neste estudo considera uma temperatura de referência (T_o) igual a 25 °C e uma pressão de referência (P_o) igual a 100 kPa. Além disso, considera-se que a exergia do combustível é baseada no seu PCI, essa consideração é uma aproximação geralmente utilizada em diversos estudos. Existem estudos que consideram a exergia do combustível (gás natural) como a multiplicação do PCI e de um fator de exergia igual a 1,04 (NESHEIM; ESTERVAG, 2007).

4.4.1 Sistema de cogeração a plena carga com aproveitamento total da energia

O aproveitamento total da energia no sistema de cogeração acontece quando o motor opera a plena carga, e os circuitos primário e secundário recuperam a totalidade da energia disponível através dos trocadores de calor (TC1 e TC2) e do resfriador de líquido por absorção.

A análise energética e exergética nessa condição de máximo aproveitamento de energia considera os valores de projeto do sistema. Além disso, nessa condição os trocadores de calor TC3 e TC4, e as torres de arrefecimento TR1 e TR2 não operam.

A determinação do fluxo mássico de ar para o motor a plena carga considera o poder

calorífico inferior (PCI) do gás natural igual a 42 511 kJ/kg. Utilizando os valores do balanço de energia do motor (plena carga) para a camisa de resfriamento, e para o resfriador do óleo e intercoolers se determina a energia disponível no circuito primário e secundário, respectivamente. Para o TCGE considera-se que temperatura dos gases na entrada é igual a 487 °C (motor a plena carga).

Tabela 4.1 - Parâmetros operacionais do sistema a plena carga com aproveitamento total da energia.

N	Tipo de fluido	Fluxo mássico (kg/s)	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia específica (kJ/kg)	Entropia específica (kJ/kg.K)	Exergia específica (kJ/kg)	Fluxo exergético (kW)
0	ar	1,54	25	100	298,6	5,699	0	0
1	combustível	0,06	25	100	-	-	42511	2720,7
2	água CP	5,71	90	525	377,3	1,192	26,5	151,4
3	água CP	5,71	118,9	450	499,2	1,516	52,1	297,6
4	água CP	5,71	76,3	400	319,8	1,031	17	97,1
5	água CP	5,71	74,9	350	314	1,015	16,1	92,1
6	água CP	5,71	74,9	350	314	1,015	16,1	92,1
7	água CP	5,71	75	600	314,4	1,015	16,4	93,6
8	água SC	4,06	55	250	230,4	0,768	6,1	24,9
9	água SC	4,06	34,9	200	146,6	0,504	0,8	3,3
10	água SC	4,06	34,9	200	146,6	0,504	0,8	3,3
11	água SC	4,06	35	400	146,9	0,505	1,0	4,1
12	gás exaustão	1,60	487	102	542,1	1,082	219,7	352,4
13	gás exaustão	1,60	113,7	100	99,2	0,291	12,4	19,9
14	água quente	3,21	22,2	310	93,3	0,327	0,3	0,8
15	água quente	3,21	47,5	260	199,3	0,672	3,6	11,6
16	água quente	3,21	47,5	260	199,3	0,672	3,6	11,6
17	água quente	3,21	50	210	209,5	0,704	4,3	13,9
18	água gelada	28,62	13,2	300	55,8	0,198	1,2	33,7
19	água gelada	28,62	7,2	250	30,6	0,110	2,4	69,3
20	água resfriamento	75,85	29,5	300	123,9	0,4	0,3	26,7
21	água resfriamento	75,85	35,1	250	146,9	0,5	0,7	54,3
22	água resfriamento	75,85	29,5	100	123,7	0,4	0,2	11,4
23	ar seco	37,92	25	98,76	298,6	5,70	0	0
	vapor de água	0,30	25	1,24	2546	8,556	1,1	0,3
24	ar seco	37,92	30	96,18	303,6	5,716	0,04	1,4
	vapor de água	0,94	30	3,82	2555	8,451	41,4	38,6
25	água reposição	0,64	25	100	104,8	0,367	0	0

O procedimento e as relações termodinâmicas para avaliar o sistema de cogeração aproveitando o total da energia são desenvolvidos por meio do programa computacional EES, e mostradas no Apêndice A. Os resultados dessa rotina computacional são mostrados na Tabela 4.1.

Além dos parâmetros operacionais de projeto, a tabela indica os fluxos mássicos de água que circulam no circuito primário e secundário, estes são 5,71 kg/s e 4,06 kg/s, respectivamente. Nesta condição se obtém o maior fluxo mássico de água quente para fins sanitários (3,21 kg/s) que a energia recuperada pelos circuitos pode produzir. Aliás, o resfriador de líquido por absorção precisa de alto fluxo de água de resfriamento (75,85 kg/s).

Tendo em vista que toda a energia é recuperada, a torre de arrefecimento para o resfriador de líquido por absorção (TR3) é a única em funcionamento. Esta torre precisa de 37,92 kg/s de ar de resfriamento, e evapora 0,85% da água do condensador do resfriador de líquido, o que representa 0,64 kg/s (23091/h) de água de reposição.

Tabela 4.2 - Avaliação dos componentes com o sistema a plena carga aproveitando toda a energia.

Componente	W (kW)	Ex_d (kW)	FUE (%)	ε_r (%)	ε_s (%)
MCI	1028,2	1279	37,8	53	-
TCGE	-	186,3	-	44	-
Chiller	-	137,2	26,5	17,8	-
TC1	-	2,7	1,2	45,5	-
TC2	-	10,9	12,5	49,6	-
B1	2,2	0,7	-	70,3	-
B3	19,9	4,5	-	77,1	-
B5	1,3	0,5	-	62,8	-
TR3	6,3	3,0	-	-	94,5
Sistema Global	1028,2	1625	78,1	39,6	-

A Tabela 4.2 mostra os resultados da avaliação dos componentes do sistema de cogeração que operam na condição de maior aproveitamento de energia. Nessa condição, a destruição de exergia do sistema é 1625 kW com FUE igual a 78,1% e eficiência exergética igual a 39,6%. A eletricidade contribui para o FUE global com 37,8%, o resfriador de líquido com 26,5% e a água quente (TC1 e TC2) com 13,7%. O motor é o componente que destrói maior exergia (1279 kW), embora obtem uma alta eficiência exergética (53%). Além disso, considerando que a eficiência das

bombas é 75% e a eficiência dos ventiladores é 50%, o procedimento determina as potências das bombas do circuito primário (B1), do circuito secundário (B5) e da torre de arrefecimento (B3), estas potências são 2,2 kW, 1,3 kW e 19,9 kW, respectivamente.

O FUE obtido está abaixo do valor de Rosen et al. (2005), que fez uma análise de um sistema de cogeração com resfriadores de líquido por absorção de simples efeito, determinando um FUE global de 83%. Enquanto a eficiência exergética desse estudo (35%) está abaixo do valor obtido nesta avaliação.

4.4.2 Sistema de cogeração a plena carga sem aproveitamento da energia

O sistema de cogeração operando a plena carga e sem aproveitamento da energia térmica, acontece com o motor a plena carga gerando eletricidade e com a energia de suas fontes de recuperação não sendo aproveitada, ou seja, não existem demandas de água quente e água gelada. Nessa condição, as torres de arrefecimento do circuito primário (TR2) e do circuito secundário (TR1) rejeitam toda a energia do sistema. A avaliação do sistema nesta condição tem como fim a determinação das máximas condições de operação dessas torres de arrefecimento e dos trocadores de calor TC3 e TC4.

As considerações para o sistema nesta condição são as mesmas que para a condição de máximo aproveitamento, com a diferença que ao não aproveitar a energia dos gases de exaustão e não produzir água gelada no resfriador de líquido por absorção, a temperatura da água quente na entrada do TC1 é a igual à temperatura da água que sai da camisa do motor. Além disso, a temperatura da água nas saídas do TC1 e TC2 é igual que nas entradas, por causa de não ter demanda de água quente.

Tabela 4.3 - Parâmetros operacionais do sistema a plena carga sem aproveitamento da energia.

N	Tipo de fluido	Fluxo mássico (kg/s)	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia específica (kJ/kg)	Entropia específica (kJ/kg.K)	Exergia específica (kJ/kg)	Fluxo exergético (kW)
0	ar	1,54	25	100	298,6	5,699	0	0
1	combustível	0,06	25	100	-	-	42511	2720,7
2	água CP	5,71	90	525	377,3	1,192	26,5	151,4

3	água CP	0	-	-	-	-	-	0
4	água CP	0	-	-	-	-	-	0
5	água CP	5,71	90	400	377,2	1,192	26,4	150,7
6	água CP	5,71	74,9	300	314	1,015	16,1	91,8
7	água CP	5,71	75	600	314,4	1,015	16,4	93,6
8	água SC	4,06	55	250	230,4	0,768	6,1	24,9
9	água SC	4,06	55	250	230,4	0,768	6,1	24,9
10	água SC	4,06	34,9	150	146,6	0,505	0,8	3,1
11	água SC	4,06	35	400	146,9	0,505	1	4,1
12	gás exaustão	1,60	487	102	542,1	1,082	219,7	352,4
13	gás exaustão	1,60	487	102	542,1	1,082	219,7	352,4
14	água quente	0	22,2	310	93,33	0,327	0,3	0
15	água quente	0	-	-	-	-	-	0
16	água quente	0	-	-	-	-	-	0
17	água quente	0	50	210	209,5	0,704	4,3	0
18	água gelada	0	13,22	300	55,8	0,198	1,2	0
19	água gelada	0	7,22	250	30,6	0,11	2,4	0
20	água resfriamento	0	29,5	300	123,7	0,430	0,2	0
21	água resfriamento	0	35	250	146,8	0,505	0,9	0
22	água resfriamento	0	29,5	100	123,7	0,430	0,2	0
23	ar seco	0	25	98,76	298,6	5,70	0	0
	vapor de água	0	25	1,24	2546	8,556	1,1	0
24	ar seco	0	30	96,18	303,6	5,716	0,1	0
	vapor de água	0	30	3,82	2555	8,451	41,4	0
25	água reposição	0	25	100	104,8	0,367	0	0
26	água resfriamento	15,60	29,52	300	123,9	0,430	0,4	5,5
27	água resfriamento	15,60	35,09	100	147	0,506	0,7	11,2
28	água resfriamento	15,60	29,5	100	123,7	0,430	0,2	2,3
29	ar seco	7,84	25	98,76	298,6	5,70	0	0
	vapor de água	0,06	25	1,24	2546	8,556	1,1	0,1
30	ar seco	7,84	30	96,18	303,6	5,716	0,04	0,3
	vapor de água	0,19	30	3,82	2555	8,451	41,4	8
31	água reposição	0,13	25	100	104,8	0,367	0	0
32	água resfriamento	14,74	29,52	300	123,9	0,430	0,4	5,2
33	água resfriamento	14,74	35,08	100	147	0,506	0,7	10,6
34	água resfriamento	14,74	29,5	100	123,7	0,430	0,2	2,2
35	ar seco	7,40	25	98,76	298,6	5,70	0	0
	vapor de água	0,06	25	1,24	2546	8,556	1,1	0,07
36	ar seco	7,40	30	96,18	303,6	5,716	0,04	0,3
	vapor de água	0,18	30	3,82	2555	8,451	41,4	7,6
37	água reposição	0,13	25	100	114,8	0,367	0	0

A Tabela 4.3 indica as propriedades dos fluxos do sistema de cogeração a plena carga sem aproveitamento da energia térmica, as quais foram obtidas do procedimento desenvolvido no programa computacional EES. O procedimento e as relações termodinâmica nesta condição são mostradas no Apêndice B. Na tabela se indica os máximos fluxos mássicos da água de resfriamento nas torres de arrefecimento, sendo 15,6 kg/s para a torre do circuito primário e 14,74 kg/s para a torre do secundário.

As torres de arrefecimento, operando nesta condição (TR1 e TR2), evaporam 0,85% do fluxo de água a resfriar, o que respresenta 0,13 kg/s (468 l/h) de água de reposição para cada torre.

Tabela 4.4 - Avaliação dos componentes com o sistema a plena carga sem recuperar energia.

Componente	W (kW)	Ex_d (kW)	FUE (%)	ε_r (%)	ε_s (%)
MCI	1028,2	1611,5	37,8	37,8	-
TCGE	-	-	-	-	-
TC3	-	53,2	-	9,7	-
TC4	-	16,4	-	24,8	-
B1	2,2	0,4	-	81,5	-
B2	4,1	0,9	-	77,1	-
B4	3,9	0,9	-	77,1	-
B5	1,3	0,3	-	77,6	-
TR1	0,6	0,6	-	-	94,4
TR2	1,3	0,64	-	-	94,4
Sistema Global	1028,2	1685	37,8	37,8	-

A avaliação dos componentes e do sistema global na condição de rejeição de toda a energia térmica é apresentada na Tabela 4.4. Nessa condição o sistema de cogeração sofre uma destruição de exergia igual a 1685 kW e obtém um FUE e eficiência exergética iguais a 37,8%. Além disso, o procedimento para a avaliação do sistema nessa condição permitiu determinar a potência da bomba da torre de arrefecimento dois (B2) e da bomba da torre um (B4), essas potências são 4,1 kW e 3,9 kW, respectivamente.

A exergia destruída pelo motor (78,7% e 95,6% da exergia destruída total), e o FUE (78,1% e 37,8%) e eficiência exergética (39,6% e 37,8%) do sistema global nas duas condições de operação

analisadas, estão de acordo com os resultados apresentados no trabalho de Abusoglu e Kanoglu (2008). Nesse estudo o motor diesel do sistema é responsável por 83,32% da exergia destruída, para um sistema de cogeração que atinge um FUE igual a 44,2% e uma eficiência exergética igual a 40,72%.

4.4.3 Dimensionamento das torres de arrefecimento

A avaliação do sistema de cogeração selecionado para nosso estudo de caso precisa do modelamento e da determinação dos parâmetros de operação das torres de arrefecimento. A modelagem desse componente é baseada numa condição de máximo funcionamento, ou seja, quando a torre rejeita a maior quantidade de energia para o meio ambiente.

Tabela 4.5 - Dimensionamento das torres de arrefecimento.

TR	N	Tipo de fluido	Fluxo mássico (kg/s)	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia específica (kJ/kg)	Entropia específica (kJ/kg.K)	Exergia específica (kJ/kg)
TR3	20	água resfriamento	75,85	29,5	300	123,9	0,4	0,3
	21	água resfriamento	75,85	35	250	146,9	0,5	0,7
	22	água resfriamento	75,85	29,5	100	123,7	0,4	0,2
	23	ar seco	37,92	25	98,76	298,6	5,70	0
		vapor de água	0,30	25	1,24	2546	8,556	1,1
	24	ar seco	37,92	30	96,18	303,6	5,716	0,04
		vapor de água	0,94	30	3,82	2555	8,451	41,4
25	água reposição	0,64	25	100	104,8	0,367	0	
TR2	26	água resfriamento	15,60	29,5	300	123,9	0,430	0,4
	27	água resfriamento	15,60	35	100	147	0,506	0,7
	28	água resfriamento	15,60	29,5	100	123,7	0,430	0,2
	29	ar seco	7,84	25	98,76	298,6	5,70	0
		vapor de água	0,06	25	1,24	2546	8,556	1,1
	30	ar seco	7,84	30	96,18	303,6	5,716	0,04
		vapor de água	0,19	30	3,82	2555	8,451	41,4
31	água reposição	0,13	25	100	104,8	0,367	0	
TR1	32	água resfriamento	14,74	29,5	300	123,9	0,430	0,4
	33	água resfriamento	14,74	35	100	147	0,506	0,7
	34	água resfriamento	14,74	29,5	100	123,7	0,430	0,2
	35	ar seco	7,40	25	98,76	298,6	5,70	0

36	vapor de água	0,06	25	1,24	2546	8,556	1,1
	ar seco	7,40	30	96,18	303,6	5,716	0,04
	vapor de água	0,18	30	3,82	2555	8,451	41,4
37	água reposição	0,13	25	100	114,8	0,367	0

Para a torre de arrefecimento do circuito primário (TR2) a rejeição da máxima energia acontece quando o motor opera a plena carga e não existe demanda de resfriamento e de água quente, ou seja, toda a energia dos gases de exaustão e da camisa do motor é rejeitada. Já para a torre do circuito secundário (TR1) acontece quando não existe demanda de água quente, rejeitando toda a energia do óleo de resfriamento e dos intercoolers. Enquanto que na torre de arrefecimento do resfriador de líquido por absorção (TR3) a máxima energia rejeitada é a soma da energia recebida no gerador do resfriador de líquido (energia da água da camisa e dos gases de exaustão) mais a potência de refrigeração do resfriador de líquido por absorção.

Os parâmetros de operação projetados e determinados para as três torres de arrefecimento nas condições de máxima operação são mostrados na Tabela 4.5. Além disso, as análises apresentadas nas duas condições anteriores consideram a eficiência dos ventiladores igual a 50%, o que permite determinar as potências dos ventiladores das torres de arrefecimento. Essas potências são 0,6 kW, 1,3 kW e 6,3 kW para a torre um (TR1), torre dois (TR2) e torre três (TR3).

4.4.4 Simulação do sistema de cogeração

Nesta seção utiliza-se o programa computacional COGMCI para avaliar o desempenho do sistema de cogeração atendendo as demandas de energia do HC agrupadas nos oito grupos definidos na seção 4.1. O software faz a avaliação do sistema considerando o perfil horário diário de demandas de energia e dados climáticos. O programa é rodado oito vezes, ou seja, para cada uma das oito séries de dados, gerando arquivos texto que são abertos no programa Excel.

A metodologia de cálculo considera o sistema como um sistema térmico integrado, onde o desempenho individual dos equipamentos afeta o funcionamento do sistema global. A metodologia une o ajuste polinomial de curvas (curvas de desempenho do motor e resfriador de líquido por absorção), representações matemáticas dos fenômenos físicos (transferência de calor e quedas de pressão), demandas de energia, parâmetros de projeto e propriedades termodinâmicas (água e gases

de exaustão).

O software COGMCI é composto por programas de engenharia Fortran e uma interface Delphi. Os resultados são gerados em uma planilha eletrônica do programa Excel que importa dados de arquivos de resultado. Os programas Fortran são constituídos por um algoritmo principal e mais de 20 sub-rotinas.

No programa computacional COGMCI, a análise do trocador de calor é baseada no Método de Número de Unidades de Transferência (NUT), considerando um trocador de calor tipo contracorrente. A análise do trocador de calor é mostrada no Apêndice C. Os trocadores de calor que rejeitam energia (TC3 e TC4) e as torres de arrefecimento (TR1, TR2 e TR3) não são simulados, e considera-se que eles podem rejeitar a energia quando necessário.

A simulação do trocador de calor dos gases de exaustão (TCGE) é baseada na metodologia proposta por Ganapathy (1991). A composição dos gases de exaustão é considerada constante e as propriedades são avaliadas em sua temperatura média no TCGE. A temperatura dos gases de exaustão saindo do TCGE é projetada para ser 17 °C maior que a temperatura da água do circuito primário entrando no TCGE (approach point).

A análise apresentada nesta seção compara a energia do motor com as demandas do hospital e considera que não haverá venda de excedentes (paridade elétrica). Os parâmetros da condição de projeto do sistema de cogeração são considerados na avaliação.

A simulação considera que a água quente para fins sanitários deve ser gerada a 50 °C com um fluxo de projeto igual a 6000 kg/h. A água gelada produzida pelo resfriador de líquido por absorção deve ter uma temperatura de 7,22 °C.

A avaliação do sistema durante a simulação considera um fator de redução de eletricidade de 0,8 kW/TR devido a um menor consumo de eletricidade utilizando um resfriador de líquido por absorção em vez dos dois resfriadores de líquido com compressor tipo parafuso.

Potência gerada

As demandas de eletricidade apresentadas nesta seção são diferentes dos valores apresentados na Figura 4.3 devido à substituição do sistema de refrigeração por compressão (resfriadores de líquido elétricos) pelo sistema de absorção (resfriador de líquido por absorção), o que significa

uma redução da demanda de eletricidade do hospital. Essas demandas de eletricidade corrigidas são mostrados na Figura 4.10, onde também é mostrada a eletricidade gerada pelo motor obtida através da análise por simulação. As curvas permitem comparar a eletricidade demandada pelo hospital e a gerada pelo motor.

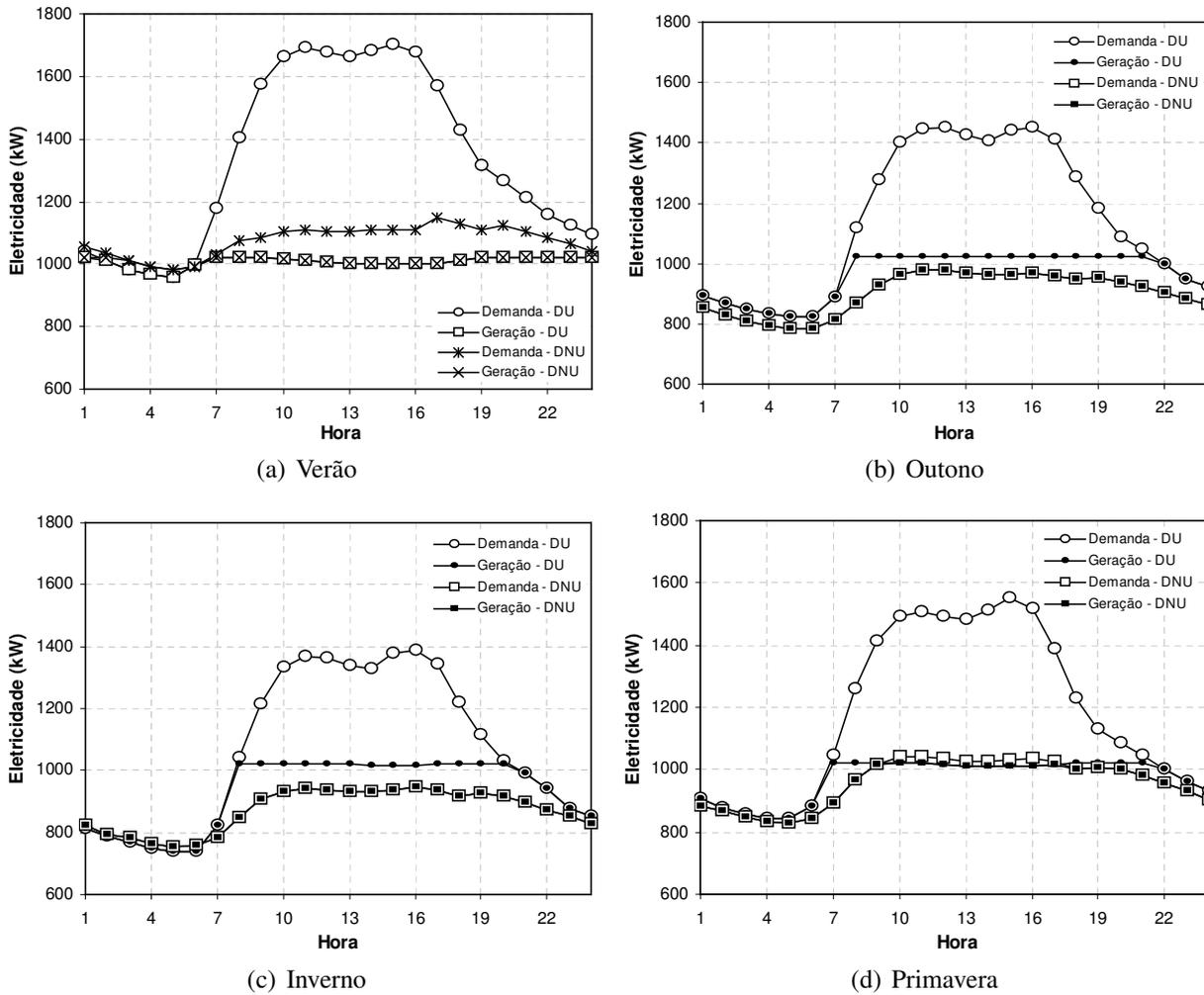


Figura 4.10 - Demanda de eletricidade e geração.

No verão, o motor somente atende a demanda de eletricidade das 2:00 às 6:00 horas nos dias úteis e das 3:00 às 6:00 horas nos dias não úteis, devido à alta demanda de eletricidade nessa época do ano. No outono, o motor fornece toda a eletricidade demandada, exceto para o intervalo das 8:00 às 21:00 horas nos dias úteis, que é o período de maior demanda dessa época do ano. O fornecimento de eletricidade no inverno é parecido ao perfil do outono. Finalmente, na primavera, a eletricidade gerada e demandada coincidem nos períodos de 1:00 a 6:00 horas e 22:00 a 24:00 horas nos dias úteis, e nos dias não úteis a eletricidade gerada é inferior no intervalo das 10:00 às 16:00

horas. Nas horas em que o motor não fornece a eletricidade necessária, a eletricidade excedente deve ser comprada da rede.

Carga do motor

O fator de carga médio do motor durante um dia de operação para cada uma das épocas do ano é ilustrado na Figura 4.11. No verão, o motor opera em carga parcial durante a noite (entre as 2:00 e 6:00 horas). Nas horas restantes o motor opera a plena carga.

No outono, os resultados são diferentes para os dias úteis e não úteis. Nos dias úteis o motor opera em carga parcial entre as 22:00 e 7:00 horas e a plena carga nas horas restantes. Nos dias não úteis o motor opera em carga parcial o dia inteiro.

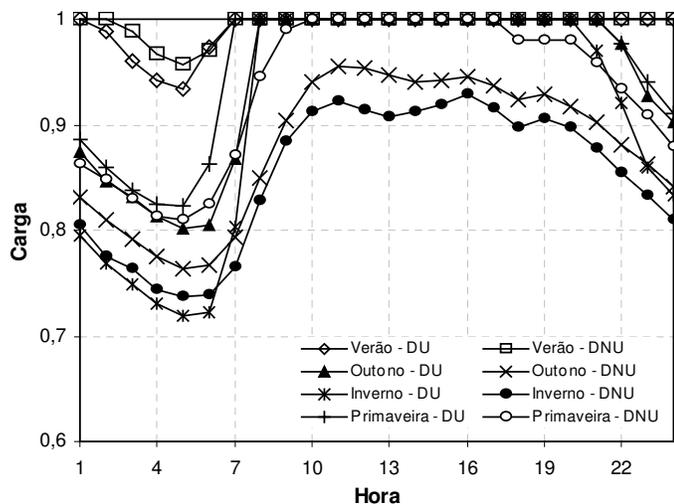


Figura 4.11 - Fator de carga do motor durante um ano de operação.

No inverno espera-se que o motor opere em carga parcial entre as 21:00 e 7:00 horas nos dias úteis e a plena carga nas horas restantes. Nos dias não úteis o motor opera a carga parcial durante todo o dia.

Na primavera, o motor opera a plena carga entre as 7:00 e 21:00 horas nos dias úteis e entre as 10:00 e 17:00 nos dias não úteis. Nas horas restantes o motor opera a carga parcial. A análise da figura mostra que o menor fator de carga do motor está perto de 0,72 e a carga do motor média projetada para um ano de operação é 0,94.

Potência de refrigeração por absorção

A Figura 4.12 mostra a comparação entre a potência de refrigeração gerada pelo resfriador de líquido por absorção e a carga de resfriamento do hospital. Observa-se que, no verão, o resfriador de líquido por absorção não atende a carga de resfriamento entre as 9:00 e 23:00 horas nos dias úteis e entre as 11:00 e 21:00 horas nos dias não úteis, precisando acionar os resfriadores de líquido elétricos para complementar a geração do resfriador de líquido por absorção e, assim, fornecer a carga de resfriamento demandada pelo hospital. Também pode-se notar que no período que o motor opera a plena carga (Figura 4.11), o resfriador de líquido por absorção pode produzir cerca de 200 TR's (700 kW).

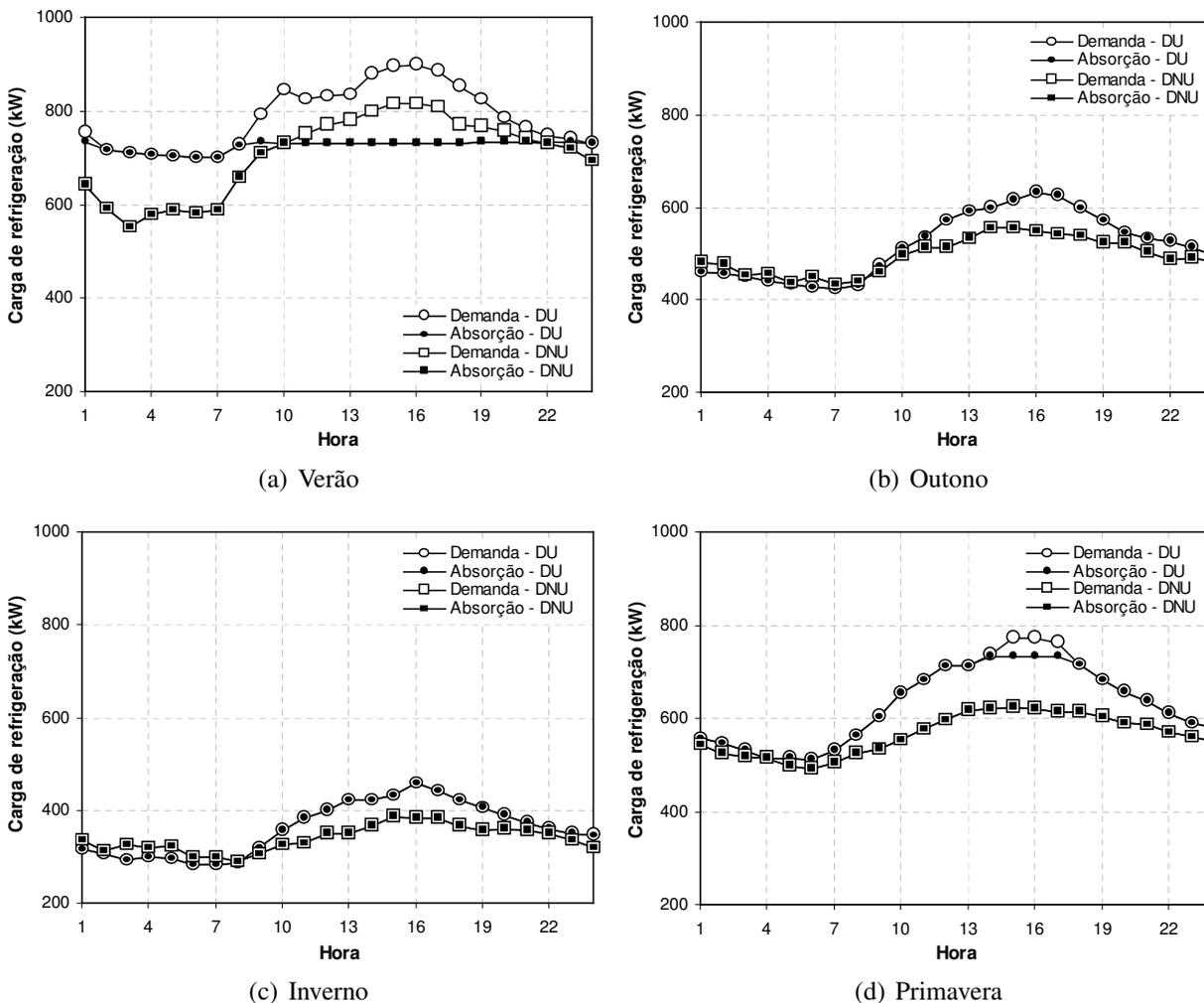


Figura 4.12 - Potência de refrigeração do resfriador de líquido por absorção.

No outono e no inverno, espera-se que o resfriador de líquido por absorção atenda a carga de resfriamento, enquanto na primavera espera-se que o resfriador de líquido elétrico opere nos dias úteis entre as 14:00 a 17:00 horas, complementando a capacidade do resfriador de líquido por absorção.

Coefficiente de desempenho (COP) do resfriador de líquido por absorção

O coeficiente de desempenho do resfriador de líquido por absorção para um ano de operação é mostrado na Figura 4.13. Pode-se notar que no verão, mesmo obtendo-se as maiores capacidades do resfriador de líquido por absorção, o COP apresentado é o mais baixo do ano (média de 0,713).

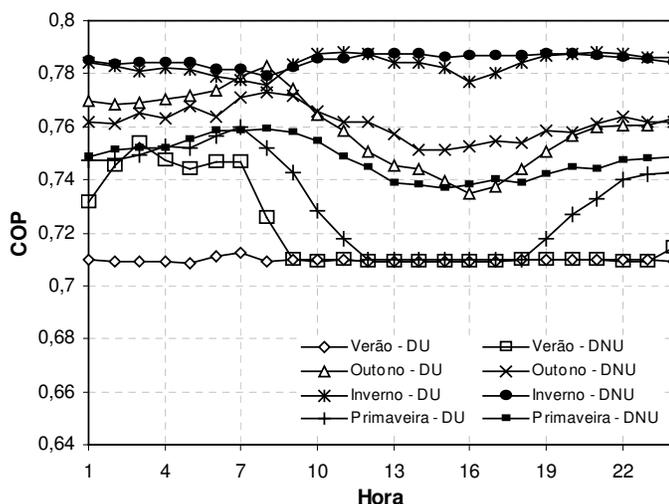


Figura 4.13 - Coeficiente de desempenho (COP) do resfriador de líquido por absorção.

No inverno, ao contrário do verão, o resfriador de líquido por absorção obtém os maiores coeficientes de desempenho do ano (média de 0,784) com as menores capacidades de refrigeração.

De acordo com a Figura 4.13, o COP do resfriador de líquido por absorção é maior em carga parcial. Na condição de seleção do resfriador de líquido por absorção, o mesmo apresenta um determinado COP (0,703). Quando operando em carga parcial, uma parte do fluxo de água quente que está entrando no gerador é desviada, adequando o fornecimento de energia (Figura 4.14) ao resfriador de líquido em função da necessidade de produção de água gelada (THE TRANE COMPANY, 1989). Por exemplo, para um resfriador de líquido por absorção de 200 TR de capacidade de resfriamento de projeto, COP igual a 0,70 e temperatura da torre de arrefecimento igual a 29,5 °C

(85 °F), quando a carga térmica do hospital é 100 TR o COP a carga parcial é 0,78.

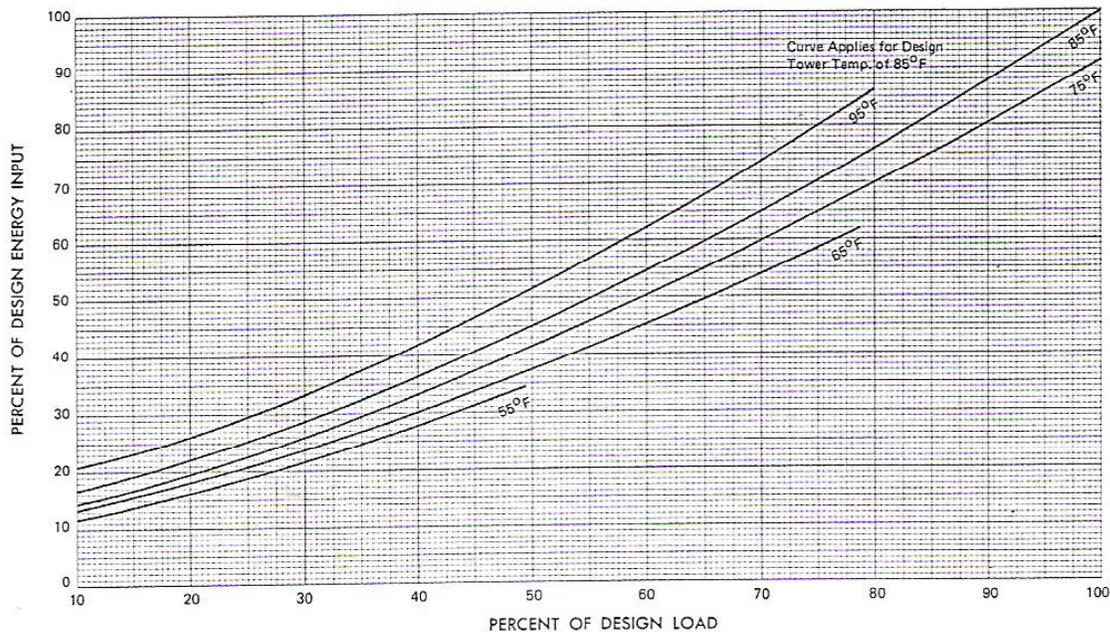


Figura 4.14 - Curva de desempenho para carga parcial em função da temperatura de projeto da torre de arrefecimento. (Fonte:Trane)

A análise em detalhe do sistema de refrigeração por absorção durante o ano de operação, permite indicar um COP anual médio igual a 0,749.

Água quente para fins sanitários no circuito secundário

A água para fins sanitários entra no trocador de calor TC2 a 22,2 °C, enquanto que a água para o resfriamento do óleo de lubrificação volta ao motor a 35 °C. As outras temperaturas importantes do circuito secundário são apresentadas na Figura 4.15 para as quatro épocas do ano.

Observa-se que no verão, a temperatura de projeto da água quente para fins sanitários (50 °C) é obtida durante todo o dia, e uma grande parcela de calor tem que ser rejeitada (temperatura da água do SC saindo do TC2) para atingir a temperatura de projeto da água na entrada do motor (35 °C).

Nas outras épocas do ano a temperatura de projeto da água para fins sanitários será atingida principalmente nas horas de maior demanda de eletricidade (7:00 a 24:00 horas), e nas horas restantes a temperatura da demanda de água quente será fornecida recuperando a energia do circuito

primário (TC1). Também nessas épocas, uma parcela de energia do circuito secundário terá que ser rejeitada para cumprir com as condições de projeto do motor.

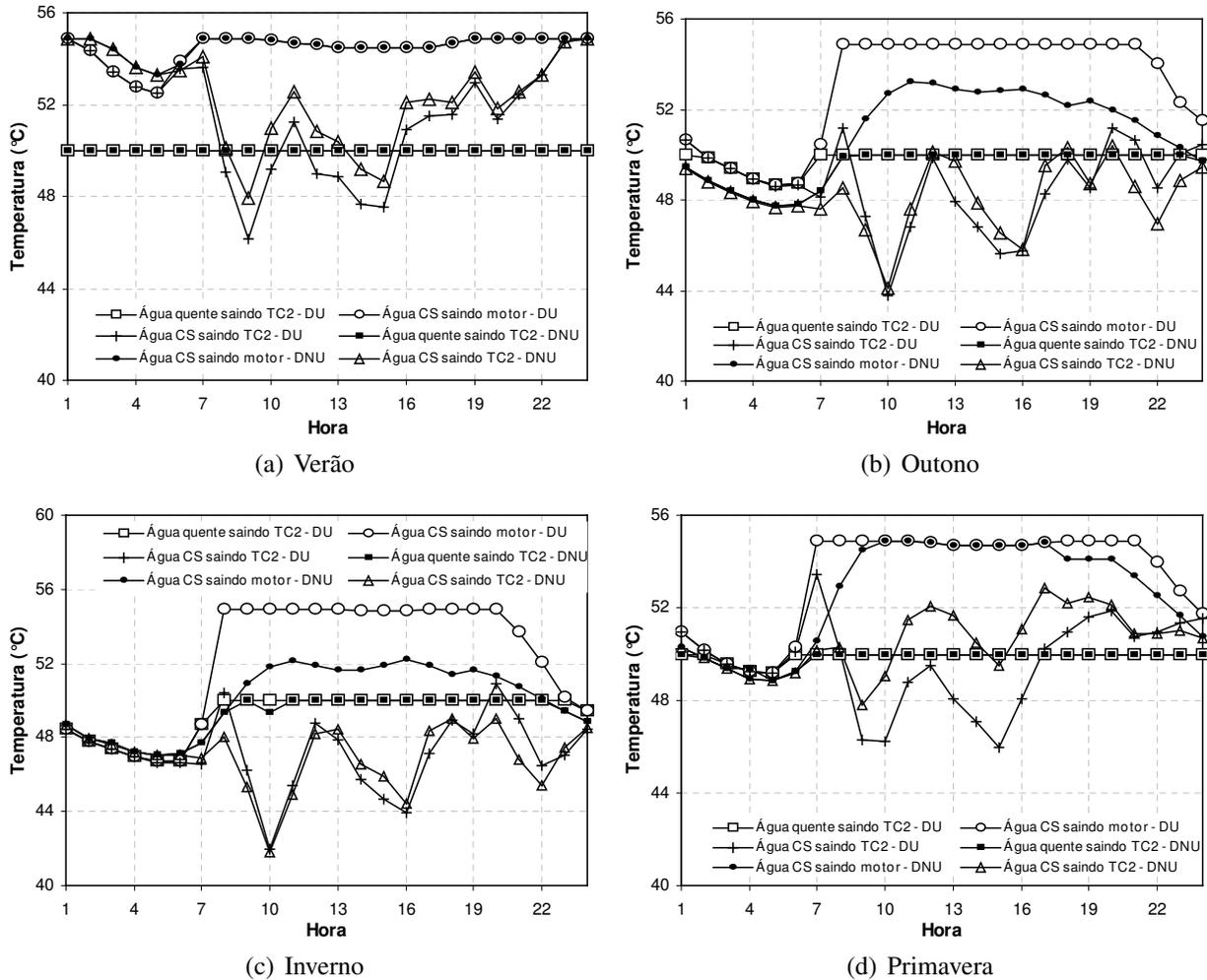


Figura 4.15 - Perfil de temperatura do Circuito Secundário (CS).

Analisando o fator de carga do motor e o perfil de temperatura do circuito secundário, observa-se que a temperatura da água quente saindo do trocador de calor TC2 está relacionada com a carga do motor. Nas horas que o motor opera a plena carga, o circuito secundário é capaz de atingir as demandas de água quente para fins sanitários. Nas horas que o fator de carga do motor é baixo, a temperatura da água quente é inferior a 50 °C (temperatura de projeto). Além disso, em carga parcial a temperatura da água saindo do resfriador de óleo e intercoolers é menor que o valor de projeto (55 °C).

A pequena diferença entre as temperaturas da água do circuito secundário na entrada e na saída do trocador de calor (TC2) durante as horas de menor atividade do hospital (1:00 a 6:00

horas) é pelo fato do pequeno fluxo mássico de água quente demandado.

Água quente para fins sanitários no circuito primário

A água do circuito primário retorna ao motor com uma temperatura projetada igual a 75 °C. A Figura 4.16 mostra o perfil de temperatura do circuito primário. Pode-se notar que no verão não existe recuperação de energia do circuito primário, sendo a mesma rejeitada para o ambiente.

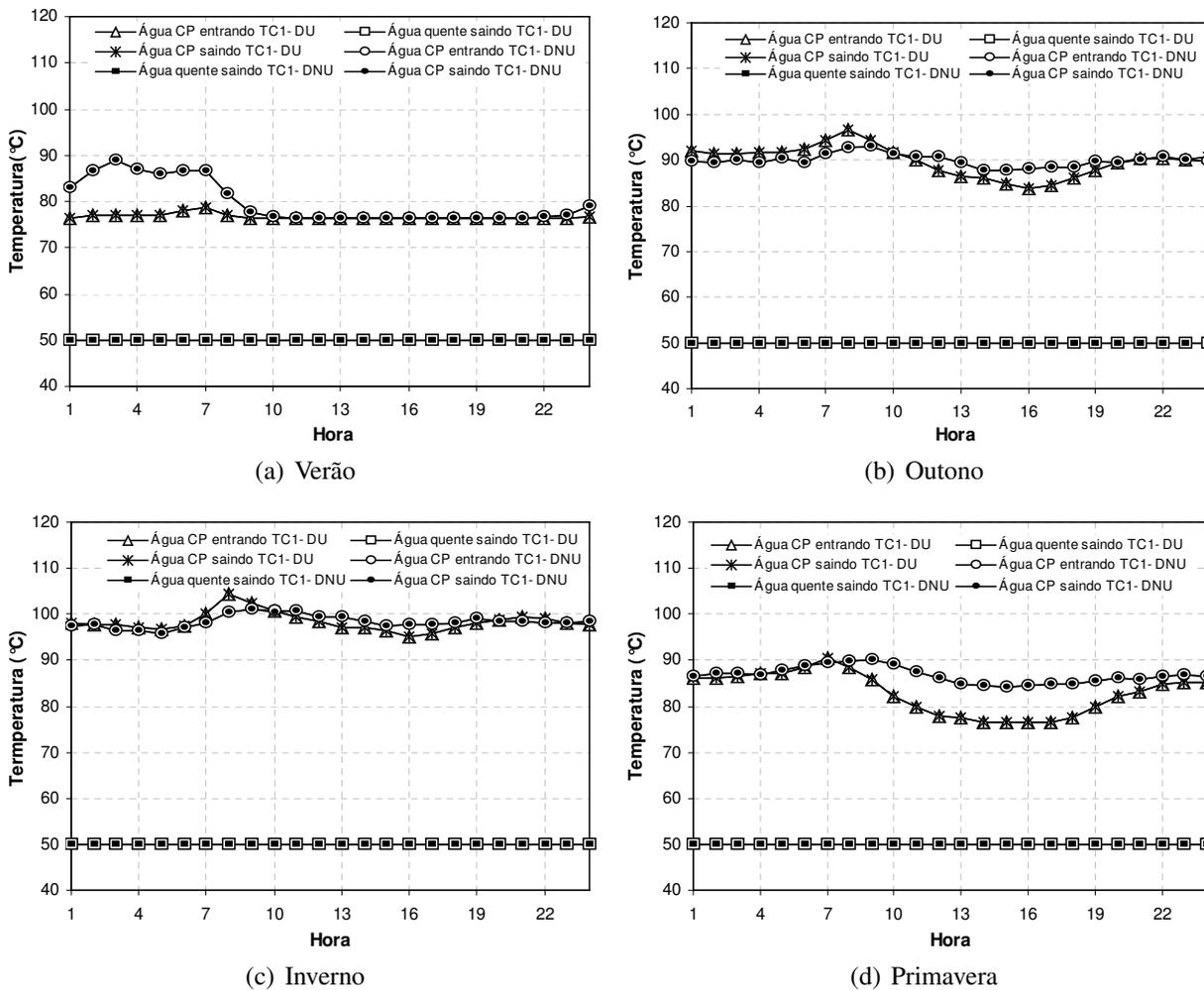
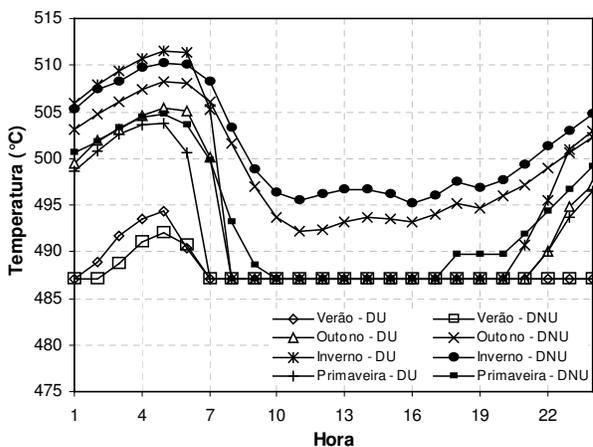


Figura 4.16 - Perfil de temperatura do Circuito Primário (CP).

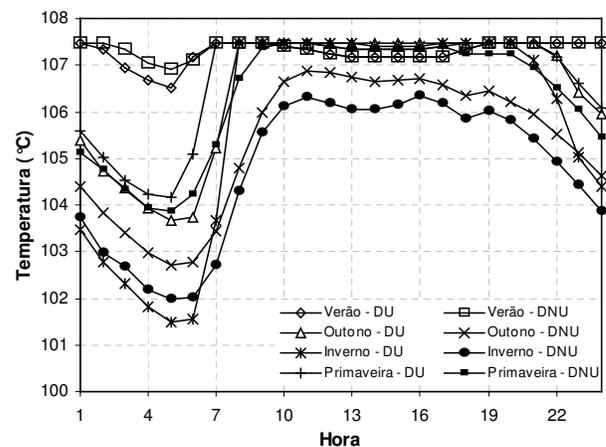
Nas outras épocas do ano, o trocador de calor do circuito primário (TC1) recupera uma pequena parcela de energia nas horas de pouca atividade no hospital (1:00 a 6:00 horas), assim atingindo a temperatura de água quente para fins sanitários.

Temperatura dos gases de exaustão

As temperaturas dos gases de exaustão na saída do motor e na saída do trocador de calor (TCGE) são apresentadas na Figura 4.17. A Figura 4.17(a) mostra que quando o motor opera a plena carga, as menores temperaturas na saída do motor são atingidas, enquanto a Figura 4.17(b) ilustra que nessa condição de operação do motor, as maiores temperaturas na saída do TCGE são obtidas.



(a) Temperatura dos gases saindo do motor em função da hora de operação



(b) Temperatura dos gases saindo do trocador de calor

Figura 4.17 - Temperaturas dos gases de exaustão.

Observa-se que no verão acontecem as menores temperaturas na saída do motor e as maiores temperaturas na saída do trocador de calor, enquanto no inverno se apresentam maiores temperaturas na saída do motor e menores temperaturas na saída do trocador.

A menor temperatura dos gases saindo do motor é igual a 487°C , e a maior temperatura na saída do trocador de calor é $107,47^{\circ}\text{C}$.

Nas horas que o motor opera a plena carga o fluxo dos gases de exaustão é 5774 kg/h . Nos dias não úteis do outono e do inverno, o fluxo dos gases está abaixo desse valor, devido a sua operação a carga parcial durante todo o dia.

Água do circuito primário no motor, trocador de calor de gases exaustão e resfriador de líquido por absorção

A Figura 4.18 apresenta o comportamento da água de resfriamento da camisa do motor através do trocador de calor de gases de exaustão (TCGE) e do resfriador de líquido por absorção. No verão, a água do circuito que sai do motor e entra no TCGE ao recuperar a energia dos gases de exaustão incrementa sua temperatura em aproximadamente 30 °C. Além disso, a maior quantidade de energia da água reaquecida é aproveitada pelo resfriador de líquido por absorção, obtendo as temperaturas mais baixas da saída do resfriador de líquido para o ano de operação (média de 78,3 °C).

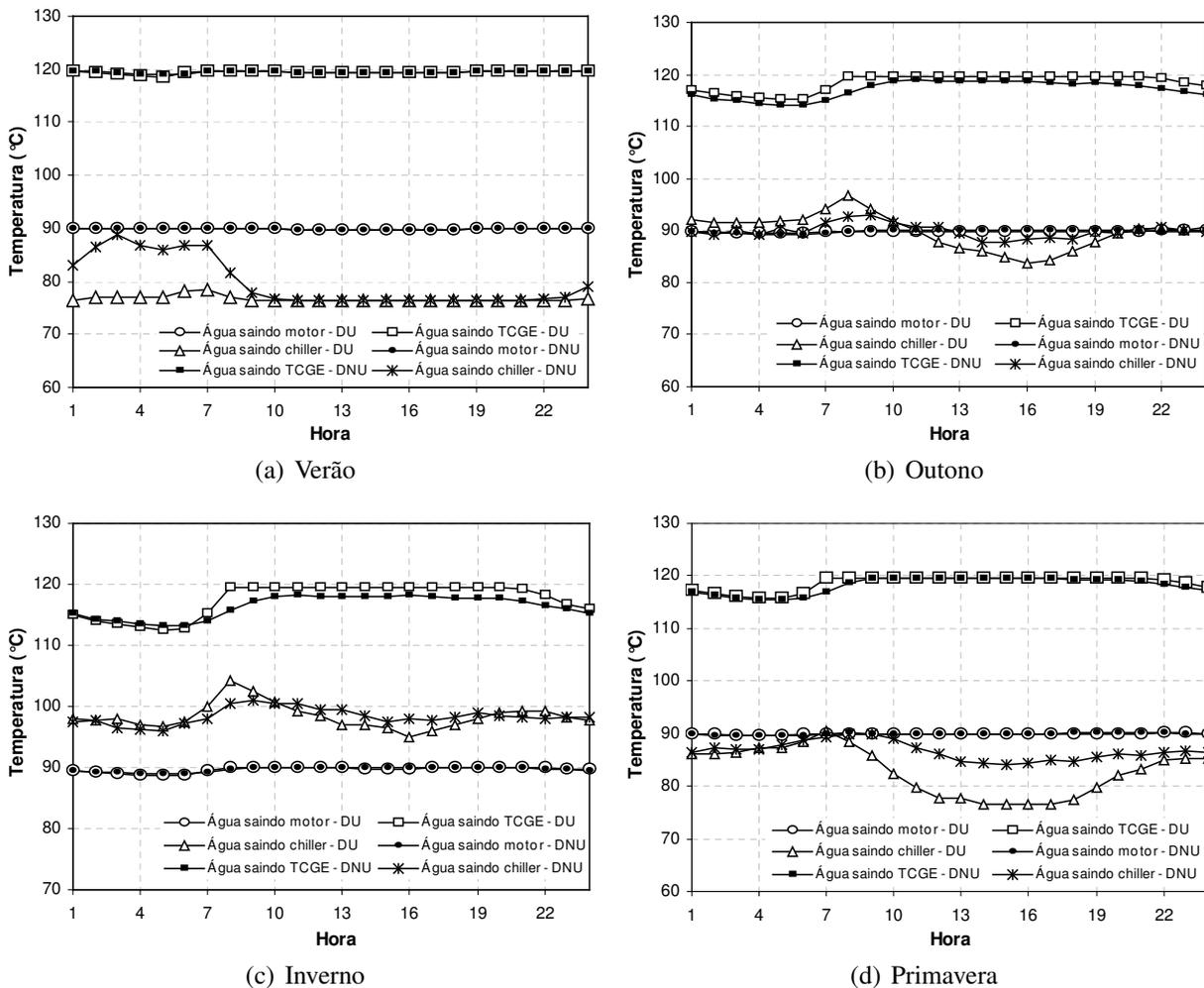


Figura 4.18 - Temperaturas da água do circuito primário.

Nas restantes épocas do ano, a temperatura da água na saída do TCGE é um pouco inferior aos 120 °C nas primeiras horas do dia (1:00 a 7:00 horas) devido à operação do motor em carga parcial. Menos energia é aproveitada no resfriador de líquido por absorção, principalmente no inverno, devido ao desvio de parte da água quente saindo do TCGE. Esse baixo aproveitamento de energia no resfriador de líquido no inverno deve-se às baixas demandas de resfriamento nesse período do ano.

Fator de utilização de energia (FUE)

A contribuição de cada componente que aproveita energia para o fator de utilização de energia total durante o verão é mostrado na Figura 4.19. Nos dias úteis (Figura 4.19(a)) a contribuição do resfriador de líquido por absorção para o FUE e o FUE médio do sistema é de aproximadamente, 27,1% e 66,7%, respectivamente. Nos dias não úteis (Figura 4.19(b)), esses parâmetros são próximos a 25,5% e 64,7%. Durante todo o verão, o motor contribui para FUE com 37,8% e a demanda de água quente é atendida utilizando só o trocador do circuito secundário. O trocador de calor do circuito primário não contribuirá com o FUE nessa época do ano.

A contribuição média do resfriador de líquido por absorção no verão (26,3%) é similar ao valor apresentado na Tabela 4.2 (26,5%), contribuição para o FUE obtida quando o sistema de cogeração opera a plena carga e aproveita toda a energia, condição avaliada utilizando o programa EES.

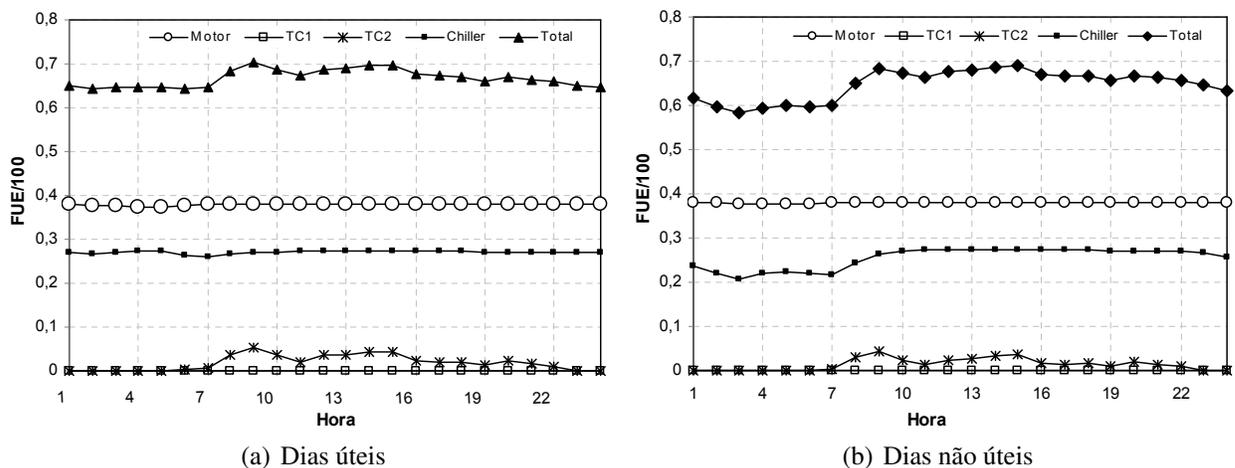


Figura 4.19 - Fator de utilização de energia no verão.

No outono a contribuição do resfriador de líquido por absorção para o FUE médio caiu aproximadamente a 20,2% (Figura 4.20), enquanto a contribuição do motor se manteve (37,2%). O FUE total caiu nos dias úteis para 60,3% e nos dias não úteis a 59%.

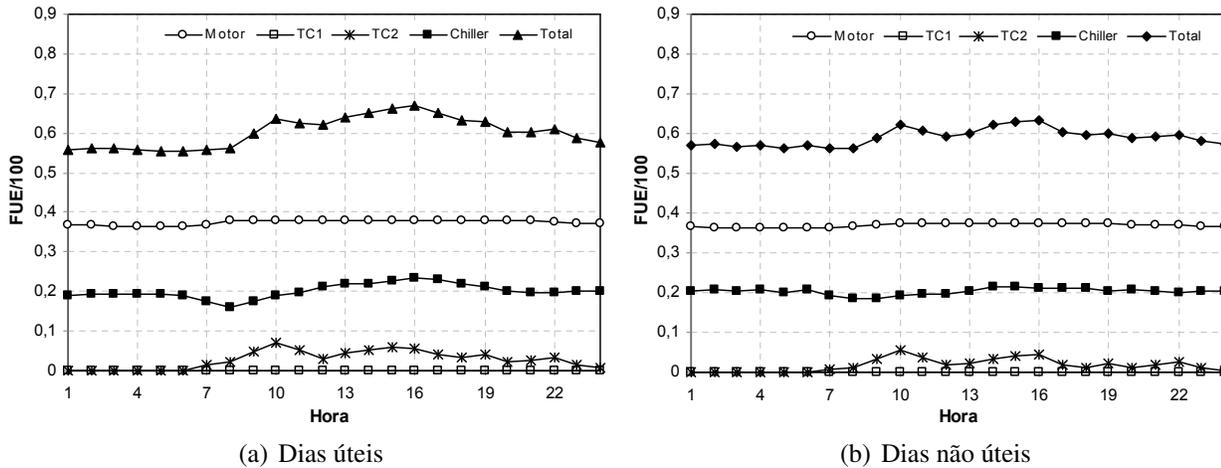


Figura 4.20 - Fator de utilização de energia no outono.

No inverno o sistema de cogeração atinge um FUE médio igual a 54,7% nos dias úteis e 53,1% nos dias não úteis (Figura 4.21). O resfriador de líquido por absorção contribui com 14,3% e o motor com 37%. Nessa época do ano, o trocador de calor do circuito primário (TC1) tem sua maior contribuição no FUE (máxima de 8,1%) devido a maior demanda de água quente.

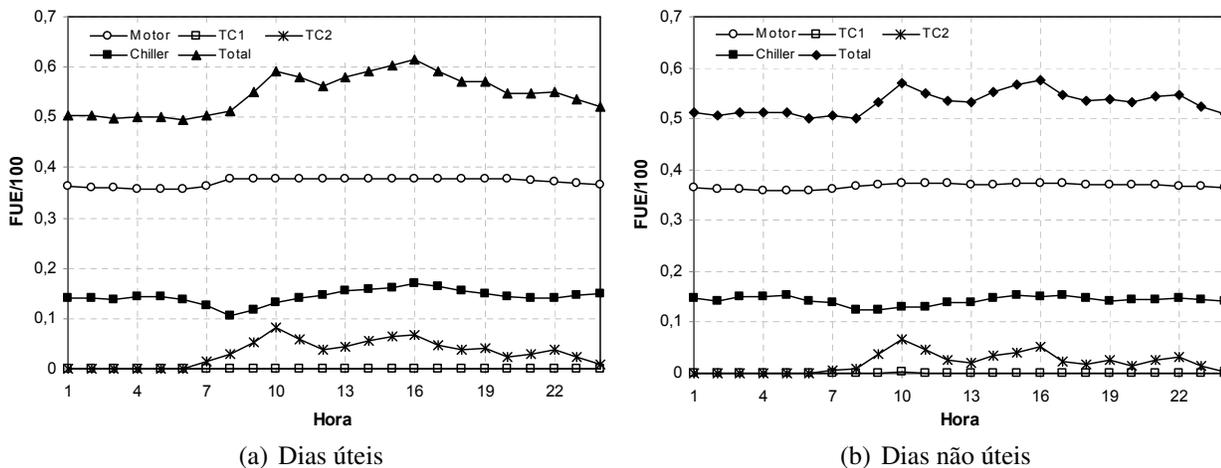


Figura 4.21 - Fator de utilização de energia no inverno.

Similar ao ocorrido no verão, na primavera o trocador do circuito primário não contribui para o FUE (Figura 4.22). O motor contribui com 37,4% para um FUE médio igual a 62,3%. O resfriador

de líquido por absorção registra uma contribuição para o FUE de 24% nos dias úteis e de 22,1% nos dias não úteis.

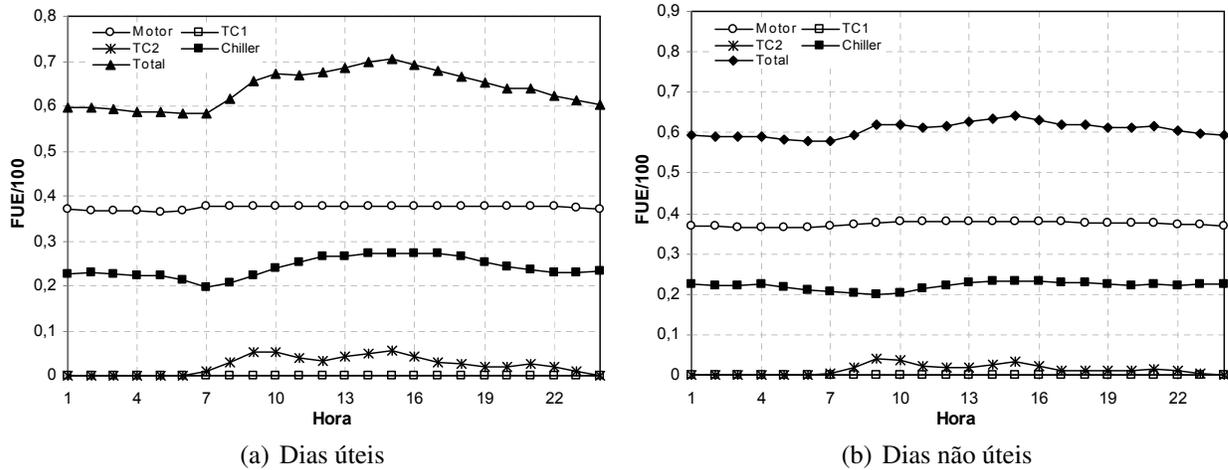


Figura 4.22 - Fator de utilização de energia na primavera.

Análise exergetica das utilidades

A eficiência exergetica das utilidades é definida pela relação entre a exergetica dos fluxos que atendem as demandas do hospital e a exergetica do combustível.

$$\varepsilon = \frac{\Delta Ex_{fluxo}}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb}} \quad (4.1)$$

Na equação 4.1, o termo ΔEx_{fluxo} é definido pela eletricidade produzida (W) e pela exergetica dos fluxos da água quente e água gelada. Estes dois fluxos são dados por:

$$\Delta Ex_{fluxo} = \dot{m}[(h_s - h_e) - T_o(s_s - s_e)] \quad (4.2)$$

A eficiência exergetica das utilidades do sistema de cogeração durante o verão é apresentado na Figura 4.23. O melhor resultado é obtido entre as 13:00 e 15:00 horas dos dias úteis, com uma eficiência exergetica do sistema igual a 39,7% (a máxima durante o ano de operação). Nessa época do ano, a contribuição da eletricidade na eficiência exergetica média (39,06%) é 37,8% e a contribuição da água gelada é 1,22%. As curvas da água quente mostram a pequena exergetica obtida

por este fluxo (média de 0,05%).

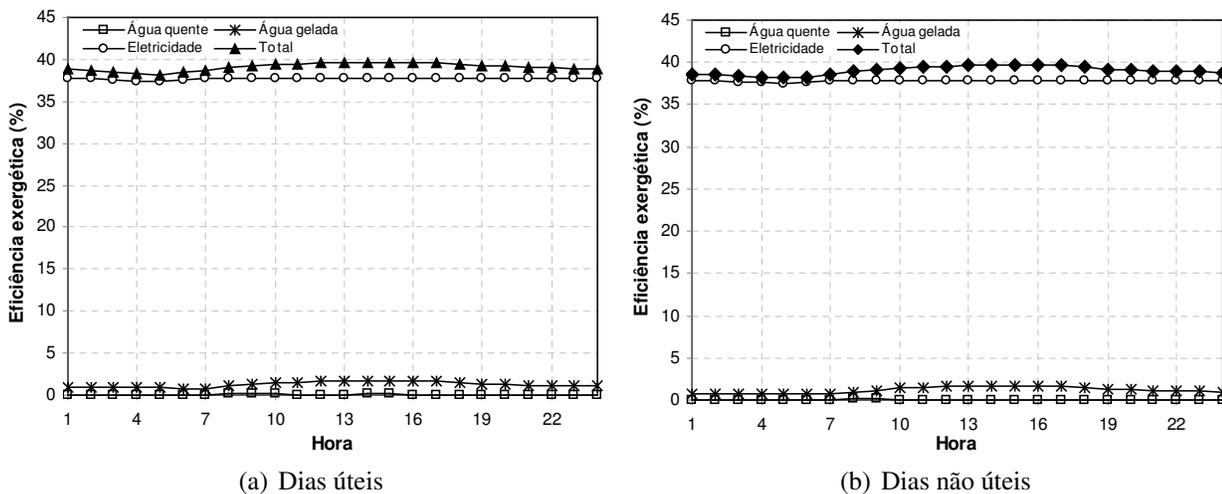


Figura 4.23 - Eficiência exergráfica no verão.

No outono, a eficiência exergráfica média do sistema é 38,18% nos dias úteis e 37,6% nos dias não úteis (Figura 4.24). A energia elétrica continua contribuindo para a eficiência exergráfica com aproximadamente 37%, enquanto a contribuição da água quente e água gelada é muito pequena.

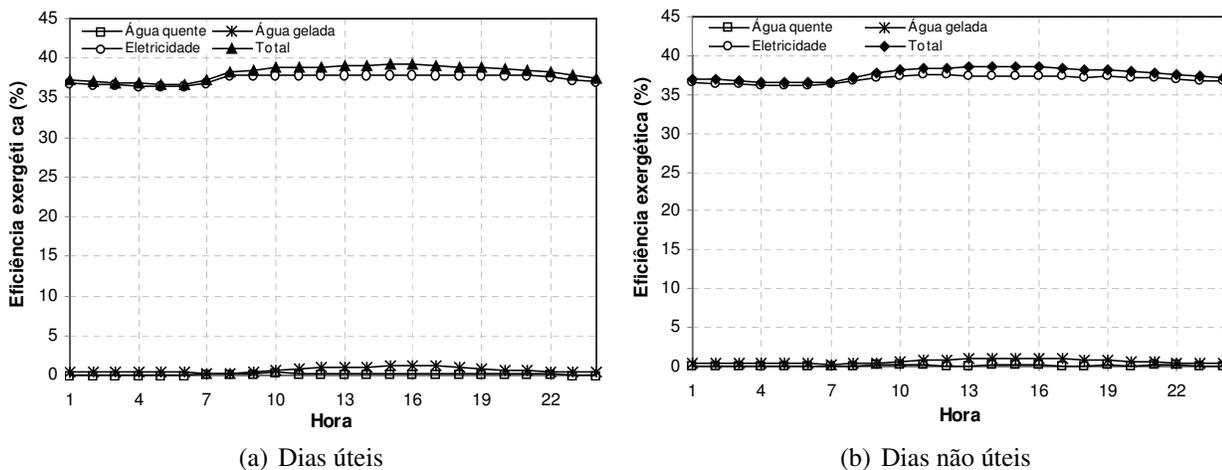


Figura 4.24 - Eficiência exergráfica no outono.

No inverno, a eficiência exergráfica média do sistema é 37,5%. Nesta época do ano ocorre a maior contribuição da água quente (média de 0,14%) e o menor aporte da água gelada (média de 0,44%) para a eficiência exergráfica total, como é apresentado na Figura 4.25. A contribuição da energia elétrica é de 37,2% nos dias úteis e de 36,7% nos dias não úteis.

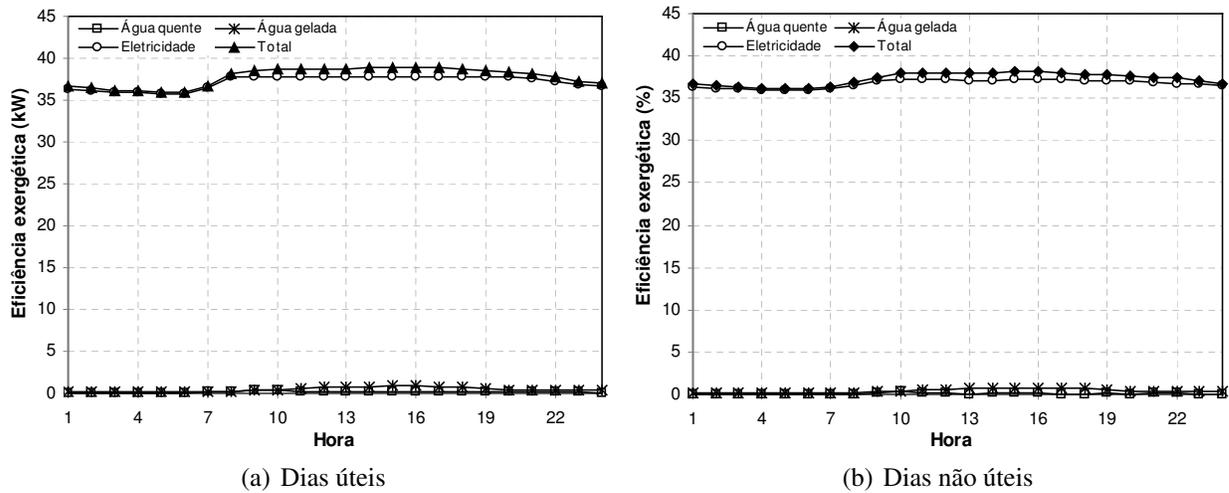


Figura 4.25 - Eficiência exergetica no inverno.

Na primavera, ao incrementar-se as demandas de eletricidade e água gelada do hospital (climatização), a eficiência exergetica do sistema aproxima-se aos valores obtidos no verão (Figura 4.26). A eficiência exergetica média do sistema nessa época do ano é igual a 38,44%, a contribuição da eletricidade nesse total é de 37,43%.

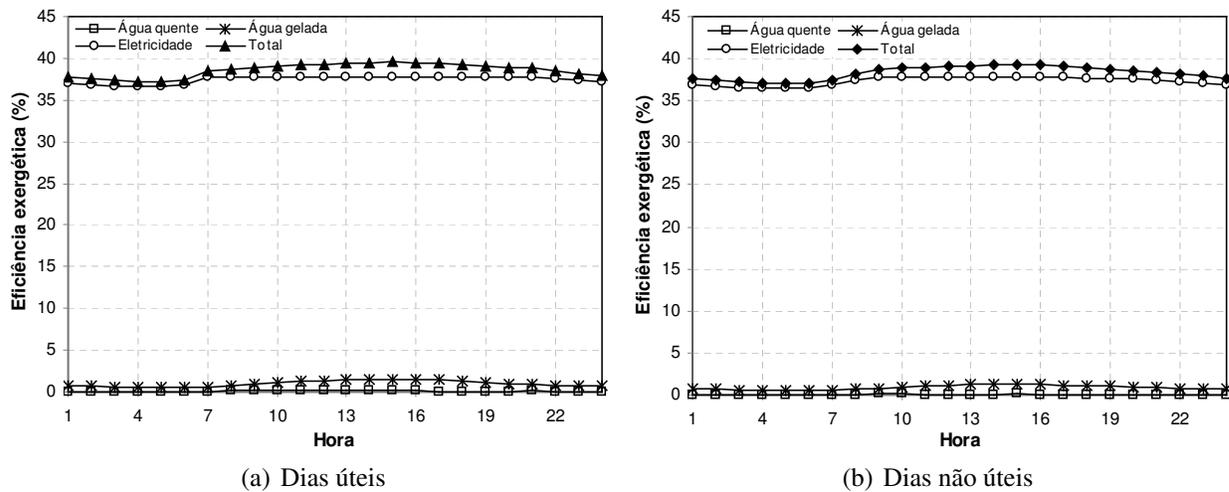


Figura 4.26 - Eficiência exergetica na primavera.

Da produção de utilidades durante as quatro épocas do ano, pode-se observar que o aumento da geração de água gelada reduz a produção de água quente para fins sanitários (verão), enquanto uma diminuição na geração dessa água gelada origina um incremento da água quente para fins sanitários (inverno). Essa relação inversa entre a produção de água quente e água gelada está em função das demandas.

O fator de utilização de energia do sistema de cogeração em média anual é de 60,4% e a eficiência exergética média anual do mesmo é de 38,1%. O estudo desenvolvido por Gonzales (2004) para um sistema de cogeração com motor de combustão interna a gás natural também apresenta resultados similares aos obtidos neste trabalho. Esse estudo apresenta um alto FUE do sistema de cogeração chegando até 88%, e uma eficiência exergética média igual a 37,5%.

Economia de energia primaria

Uma síntese da eletricidade consumida, gerada e importada durante o ano de análise é apresentada na Tabela 4.6. Os resultados mostram que durante os dias não úteis no outono e no inverno não é necessário importar eletricidade da rede, fato que acontece nos outros casos estudados. Aliás, nos dias úteis do verão, o hospital terá que importar a maior parte da eletricidade da rede (7,81 MWh/dia).

Tabela 4.6 - Eletricidade consumida, gerada e importada (MWh/dia).

Eletricidade	Verão		Outono		Inverno		Primavera	
	Dias úteis	Dias não úteis						
Consumida atual	35,97	29,54	30,13	24,32	27,52	22,78	31,68	26,11
Consumida com cogeração	32,77	26,56	28,01	22,27	26,24	21,56	28,99	23,73
Produzida	24,95	25,04	23,89,6	22,27	23,05	21,56	24,12	23,59
Importada	7,81	1,52	4,12	0	3,19	0	4,86	0,14

O balanço final entre a carga de resfriamento do hospital e a carga gerada pelo resfriador de líquido por absorção é mostrado na Tabela 4.7. Pode-se observar que durante o outono, o inverno e os dias não úteis da primavera, o sistema de absorção de simples efeito fornece toda a carga de resfriamento no hospital, sem precisar da produção complementar nos resfriadores de líquido por compressão. A maior produção complementar ocorre nos dias úteis do verão (1,45 MWh/dia de refrigeração).

Tabela 4.7 - Balanço final da carga de resfriamento (MWh/dia de refrigeração).

Carga de Resfriamento	Verão		Outono		Inverno		Primavera	
	Dias úteis	Dias não úteis						
Demanda	18,84	16,94	12,45	11,89	8,64	8,13	15,14	13,54
resfriador de líquido por absorção	17,39	16,39	12,45	11,89	8,64	8,13	15,02	13,54
Complementar	1,45	0,54	0	0	0	0	0,12	0

A Tabela 4.8 mostra um resumo do consumo e da produção de água quente para fins sanitários durante o ano de estudo. Observa-se que durante o verão, o sistema utilizando apenas o circuito secundário satisfaz as demandas de água quente. Durante o restante do ano, o sistema recupera pequenas parcelas de energia no trocador do circuito primário (TC1) para fornecer as necessidades de água quente. Assim, o sistema não precisa de produção complementar de água quente durante todo o ano de operação.

Tabela 4.8 - Água quente para fins sanitários consumida e produzida nos dois circuitos do sistema (kWh/dia).

Água quente	Verão		Outono		Inverno		Primavera	
	Dias úteis	Dias não úteis						
Consumida	1174,28	903,50	1791,72	1088,03	2024,51	1244,16	1483,39	843,99
Recuperada no CS	1174,28	903,50	1791,66	1086,96	2021,99	1237,42	1483,38	843,95
Recuperada no CP	0	0	0,06	1,07	2,52	6,74	0,01	0,04
Complementar	0	0	0	0	0	0	0	0

O consumo de energia na situação atual é apresentado na Tabela 4.9. A determinação do consumo diário de energia considera que o vapor e a água quente são produzidos com uma eficiência de 80%, e que a eletricidade é gerada com uma eficiência de 38%. O consumo total de energia em cada época do ano é dado pelo consumo diário de energia multiplicado pelos dias de cada época (dias úteis e não úteis). A soma desses consumos de energia resulta em um consumo de energia anual igual a 30,457 GWh/ano.

Tabela 4.9 - Energia consumida na situação atual.

Consumo atual	Verão		Outono		Inverno		Primavera	
	Dias úteis	Dias não úteis						
Eletricidade (MWh/dia)	35,97	29,54	30,13	24,32	27,52	22,78	31,68	26,11
Vapor (MWh/dia)	4,15	3,84	2,81	3,02	2,52	3,16	2,99	3,47
Água quente (MWh/dia)	1,17	0,90	1,79	1,09	2,02	1,24	1,48	0,84
Energia diária (MWh/dia)	101,32	83,67	85,03	69,14	78,11	65,45	88,97	74,12
Energia total (GWh)	6,08	2,43	5,53	1,94	5,23	1,77	5,34	2,15

A Tabela 4.10 mostra o consumo de energia do hospital quando o sistema de cogeração proposto neste estudo é implementado. O consumo de gás natural para alimentar o motor de combustão interna em cada época do ano é também indicado nessa tabela. Nesta situação, o cálculo da energia diária consumida em cada época considera as eficiências de produção da eletricidade, do vapor e da água quente, originando um consumo anual de energia igual a 25,455 GWh/ano. A comparação entre os valores anuais de energia consumida da situação atual e da situação com cogeração indica que o sistema de cogeração pode representar uma economia de energia primária de 16,4% nas condições de demanda utilizadas neste estudo.

Tabela 4.10 - Energia consumida com o sistema de cogeração de motor de combustão interna.

Consumo com cogeração	Verão		Outono		Inverno		Primavera	
	Dias úteis	Dias não úteis						
Eletricidade da rede (MWh/dia)	7,81	1,52	4,12	0	3,19	0	4,86	0,14
Vapor (MWh/dia)	4,15	3,84	2,81	3,02	2,52	3,16	2,99	3,47
Água quente (MWh/dia)	0	0	0	0	0	0	0	0
Gás natural (MWh/dia)	58,84	59,01	56,81	53,69	55,10	52,26	57,25	56,25
Eletricidade produzida (MWh/dia)	24,95	25,04	23,89	22,27	23,05	21,56	24,12	23,59
Energia diária (MWh/dia)	84,59	67,81	71,15	57,47	66,65	56,22	73,80	60,96
Energia total (GWh)	5,075	1,967	4,625	1,609	4,466	1,518	4,428	1,768

Os resultados da análise energética e exergética obtidos através do programa de simulação COGMCI são apresentados em um trabalho publicado por Espirito e Arteaga (2010).

A economia de energia de 16,4% obtida usando o sistema de cogeração está de acordo com os resultados mostrados no trabalho de Panno et al. (2007). Nesse trabalho, a implementação de um sistema de cogeração acionado por uma turbina a gás (800 kWe) numa fábrica de massas alimentícias, gera uma economia de energia de 9,95% e 5,65%, respectivamente, para o sistema em operação contínua e descontínua.

Observa-se que o sistema de cogeração proposto alcança um desempenho positivo em termos de economia de energia primária, como os diversos cenários de cogeração apresentados no trabalho de Chinese et al. (2007). Nesse estudo, os quatro cenários de cogeração considerados para fornecer as demandas energéticas de um hospital e/ou dos centros vizinhos conseguem economias de energia.

Na análise apresentada por Arteaga e Espirito (2009), para um sistema de cogeração com motor de combustão interna, o FUE varia entre 65% a 81% e a eficiência exergética entre 40% e 44%. Além desses parâmetros avaliados, a implementação do sistema de cogeração representa uma economia de energia.

Matelli et al. (2002) apresentam a análise de um sistema de cogeração baseado em dois motores a gás natural de 450 kWe cada. Esse sistema de cogeração é proposto para atender as demandas energéticas de um hospital (eletricidade, água quente, vapor, água gelada). A análise do sistema revela uma eficiência energética global igual a 68%. A análise exergética dos principais componentes do sistema indica que a eficiência racional dos motores é 50%, o que é uma eficiência alta para este tipo de máquinas térmicas.

Essa eficiência energética global obtida por Matelli et al. (2002) está de acordo com o FUE médio anual obtido neste trabalho (60,4%). Além disso, a alta eficiência exergética do motor nos dois trabalhos mostra a vantagem termodinâmica de utilizar esta máquina térmica.

5 CONCLUSÃO

O desenvolvimento das tecnologias de cogeração trouxe uma variedade de alternativas para a elevação da eficiência energética no setor industrial e comercial, visando aumentar a competitividade destes sistemas no mercado de geração de energia. A cogeração com motor alternativo mostrou ser uma alternativa de bom desempenho térmico, podendo ser aplicados em sistemas de cogeração desde o setor residencial até o industrial de grande porte.

Neste trabalho, o agrupamento das demandas energéticas em oito séries permitiu uma melhor avaliação do sistema de cogeração proposto considerando um ano completo de operação. Diferentemente de outros estudos de sistemas de cogeração em hospitais, este trabalho considerou as demandas energéticas também nos dias não úteis (finais de semana e feriados), ou seja, a redução nas demandas energéticas durante estes dias foi levada em consideração.

A determinação da condição de projeto do sistema de cogeração mostrou os parâmetros determinantes para a avaliação do sistema. Os resultados da avaliação do sistema nas duas condições de operação a plena carga, mostram os valores máximos dos fluxos de operação, permitindo o dimensionamento de alguns componentes, como bombas e torres de arrefecimento. A avaliação do sistema a plena carga com aproveitamento total da energia, utilizando o software EES, mostra que o fator de utilização de energia máximo é 78,1% e a eficiência exergética máxima é 39,5%. A análise do sistema permite comparar a potência dos equipamentos auxiliares com a hipótese de 3% de energia parasita. A potência parasita foi estimada como sendo 39,6 kW que corresponde a 3,7% da potência do motor. Dependendo da quantidade de energia do motor sendo aproveitada para atender as demandas, alguns equipamentos auxiliares podem estar desligados.

A comparação das demandas de energia ao longo do ano com a energia gerada pelo motor permite prever o desempenho do sistema de cogeração e compará-lo com o obtido por meio da produção centralizada em grandes plantas termelétricas.

A simulação do sistema mostra que o melhor desempenho do sistema de cogeração proposto ocorre durante o verão, devido às maiores demandas de eletricidade e de refrigeração nessa época do ano. No verão, o motor opera a plena carga quase todo o dia, permitindo ao sistema obter um fator de utilização médio igual a 65,7% e uma eficiência de exergia média igual a 39,1%.

A avaliação do sistema a plena carga com recuperação de toda a energia, revelou um FUE máximo igual a 78,1%. Neste FUE o motor tem uma parcela de contribuição de 37,8%, o resfria-

dor de líquido por absorção de 26,5% e os trocadores de calor de 13,8%. Os resultados do software COGMCI são similares aos obtidos no EES quando o motor opera a plena carga e ocorre o aproveitamento da energia do motor para a produção de água gelada e água quente. Entretanto, a demanda de água quente do hospital é sempre menor que a máxima quantidade de água quente que pode ser produzida pelo sistema de cogeração, o que explica não obtermos FUE igual a 78,1% na simulação.

Na simulação do sistema utilizando o software COGMCI obteve-se um FUE médio anual de 60,4%, com contribuições de 37,3% do motor, 21% do resfriador de líquido e 2,1% dos trocadores de calor.

A simulação do sistema de cogeração mostra uma diminuição no consumo de energia primária. Os fatores que possibilitam essa economia de energia são: a redução de consumo de eletricidade pelo uso de resfriador de líquido por absorção em vez dos resfriadores de líquido por compressão, a não necessidade de gerar vapor para obter água quente, e as pequenas parcelas de eletricidade compradas da rede para atender as demandas. Nas condições de demanda adotadas neste estudo, a economia de energia que pode ser obtida com o sistema de cogeração proposto é 16,4%, com um consumo de energia igual a 25,455 GWh/ano.

A utilização do sistema de cogeração proposto envolve a produção complementar de 109,914 MWh/ano de refrigeração (31216,61 TRh/ano), e a compra ou geração complementar de 1,290 GWh/ano de eletricidade.

REFERÊNCIAS

- ABUSOGLU, A.; KANOGLU, M. First and second law analysis of diesel engine powered cogeneration systems. **Energy Conversion and Management**, v. 49, p. 2026 – 2031, 2008. 67
- _____. Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 - Formulations. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 234 – 241, 2009a. 37
- _____. Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 2 - Application. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 242 – 249, 2009b. 37, 45, 47
- ALJUNDI, I. H. Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 324 – 328, 2009. 38, 44
- AMERI, M.; AHMADI, P.; HAMIDI, A. Energy, exergy and exergoeconomic analysis of a steam power plant: A case study. **International Journal of Energy Research**, v. 33, p. 499 – 512, 2009. 38
- ARTEAGA, J. F.; ESPIRITO, D. B. Comparing operational strategies of an internal combustion engine cogeneration system through a computacional simulation procedure. In: **Proceedings of International Conference on Efficiency, Cost, Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy Systems 2009**. [S.l.: s.n.], 2009. 87
- ATAEI, A.; PANJESHAHI, M.; GHARAIE, M. Performance evaluation of counter-flow wet cooling towers using exergetic analysis. **Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering**, v. 32, p. 499 – 511, 2008. 45
- BALLI, O.; ARAS, H. Energetic analyses of the combined heat and power (CHP) system. **Energy Exploration and Exploitation**, v. 25, p. 39 – 62, 2007. 40
- BALLI, O.; ARAS, H.; HEPBASLI, A. Exergoeconomic analysis of a combined heat and power (CHP) system. **International Journal of Energy Research**, v. 32, p. 237 – 289, 2008. 44, 47

BEJAN, A. Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture. **International Journal of Energy Research**, v. 26, p. 545 – 565, 2002. 33

BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal Design and Optimization**. [S.l.]: John Wiley & Sons , Inc., 1996. 43

BIDINI, G. et al. Internal combustion engine combined heat and power plants: Case study of the University of Perugia power plant. **Applied Thermal Engineering**, v. 18, p. 401 – 412, 1998. 36

BOYCE, M. P. **Handbook for Cogeneration and Combined Cycle Power Plants**. [S.l.]: The American Society of Mechanical Engineers, 2002. 556 p. 7, 18, 22

BURBANO, J. C.; PELLEGRINI, L. F.; OLIVEIRA, S. de. Comparative exergy analysis of trigeneration systems for a dairy industry. In: **Proceedings of 12th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences**. [S.l.: s.n.], 2008. 47

CHINESE, D. et al. From hospital to municipal cogeneration systems: An Italian case study. **International Journal of Energy Research**, v. 31, p. 829 – 848, 2007. 87

CLARK, E. L. Cogeneration-Efficient Energy Source. **Annual Energy Review**, v. 11, p. 275 – 294, 1986. 15

COGENRIO. **AmBev**. Dezembro 2005. Associação Fluminense de Cogeração de Energia. <<http://www.cogenrio.com.br/Prod/Casos.aspx?Noticia=1>>. 17

_____. **Prosint Química**. Fevereiro 2006a. Associação Fluminense de Cogeração de Energia. <<http://www.cogenrio.com.br/Prod/Casos.aspx?Noticia=25>>. 15

_____. **Carioca Shopping**. Maio 2006b. Associação Fluminense de Cogeração de Energia. <<http://www.cogenrio.com.br/Prod/Casos.aspx?Noticia=42>>. 15

_____. **Norte Shopping**. Agosto 2006c. Associação Fluminense de Cogeração de Energia. <<http://www.cogenrio.com.br/Prod/Casos.aspx?Noticia=56>>. 17

____. **Refinaria Nacional de Sal**. Julho 2008a. Associação Fluminense de Cogeração de Energia. <<http://www.cogenrio.com.br/Prod/Casos.aspx?Noticia=269>>. 8

____. **Aeroporto Internacional Zumbi dos Palmares**. Novembro 2008b. Associação Fluminense de Cogeração de Energia. <<http://www.cogenrio.com.br/Prod/Casos.aspx?Noticia=336>>. 13

____. **Bangu Shopping**. Dezembro 2008c. Associação Fluminense de Cogeração de Energia. <<http://www.cogenrio.com.br/Prod/Casos.aspx?Noticia=405>>. 14

____. **Caxias Shopping**. Junho 2009. Associação Fluminense de Cogeração de Energia. <<http://www.cogenrio.com.br/Prod/Casos.aspx?Noticia=410>>. 14

COSAN. **Energia Elétrica**. 2009. COSAN <<http://www.cosan.com.br/>>. 9

COSPP. **Potential to double cogeneration in Europe**. Outubro 2009a. Cogeneration and On-Site Power Production. <<http://www.powergenworldwide.com>>. 13, 17, 26, 29

____. **On-site renewables in the US: how large organizations now generate some of their own energy**. Novembro 2009b. Cogeneration and On-Site Power Production. <<http://www.powergenworldwide.com>>. 23

____. **New UK museum to use biodiesel trigeneration plant**. Janeiro 2010a. Cogeneration and On-Site Power Production. <<http://www.powergenworldwide.com>>. 27

____. **Third US wholefoods store to use fuel cell energy**. Fevereiro 2010b. Cogeneration and On-Site Power Production. <<http://www.powergenworldwide.com>>. 24

CRUZ, R. W.; NEBRA, S. A. Simulation of first law parameters of a diesel plant cogeneration system under discrete variable load. In: **Proceedings of International Conference on Efficiency, Cost, Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy Systems 2005**. [S.l.: s.n.], 2005a. 47

____. Simulation of exergetic parameters of a diesel plant cogeneration system under discrete variable load. In: **Proceedings of International Conference on Efficiency, Cost, Optimization**

Simulation and Environmental Impact of Energy Systems 2005. [S.l.: s.n.], 2005b. 47

DINCER, I.; AL-MUSLIM, H. Thermodynamic analysis of reheat cycle steam power plants. **International Journal of Energy Research**, v. 25, p. 727 – 739, 2001. 38

DORGAN, C. B.; LEIGHT, S. P.; DORGAN, C. E. **Application Guide for Absorption Cooling Refrigeration Using Recovered Heat.** [S.l.]: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 1995. 41

EMPREITEIRO. **As 1001 vantagens da co-geração.** Novembro 2009. O Empreiteiro. <<http://www.revistaoempreiteiro.com.br/index.php?page=materia.php&id=556>>. 15, 28

ERTESVAG, I. S. Exergetic comparison of efficiency indicators for combined heat and power (chp). **Energy**, v. 32, p. 2038 – 2050, 2007. 33

ESPIRITO, D. B. **Internal Combustion Engine Cogeneration Software Evaluator.** <<http://www.sistern.com.br/br/sistern.html>>, Julho 2009. 61

ESPIRITO, D. B.; ARTEAGA, J. F. Predicting the annual performance of an engine trigeneration system (electricity, hot water and chilled water) through a computational simulation analysis. In: **Proceedings of International Conference on Efficiency, Cost, Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy Systems 2010.** [S.l.: s.n.], 2010. 86

GALOVIC, A.; ZIVIC, M.; CAN, A. Energy and exergy analysis of a parallel and counter-flow heat exchanger using measured data. **Journal of Mechanical Engineering**, v. 53, p. 158 – 164, 2007. 43

GANAPATHY, V. **Waste Heat Boiler Deskbook.** [S.l.]: Fairmont Press, 1991. 69

GAO, L. et al. System study of combined cooling, heating and power system for eco-industrial parks. **International Journal of Energy Research**, v. 32, p. 1107–1118, 2008. 47

GONZALES, R. **Cogeração a partir de gás natural: Uma abordagem política, econômica, energética, exergetica e termoeconômica.** Dissertação (Mestrado) — Faculdade de Engenharia

Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004. 6, 84

HABIB, M. A.; SAID, S. A. M.; AL-BAGAWI, J. J. Thermodynamic performance analysis of the Ghazlan power plant. **Energy**, v. 20, p. 1121 – 1130, 1995. 38

HODGSON, S. **Districting heating and CHP in Russia: Room for improvement**. Novembro 2009. Cogeneration & On-Site Power Production. <<http://www.powergenworldwide.com>>. 31

_____. **AE&E to build 40 MW bagasse cogeneration plant in Queensland, Australia**. Fevereiro 2010. Cogeneration & On-Site Power Production. <<http://www.powergenworldwide.com>>. 8

HUFFORD, P. E. Absorption chillers maximize cogeneration value. **ASHRAE Transactions**, v. 2, p. 428 – 433, 1991. 41

KALINOWSKI, P. et al. Application of waste heat powered absorption refrigeration system to the LNG recovery process. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, p. 687 – 694, 2009. 41

KANOGLU, M.; DINCER, I. Performance assessment of cogeneration plants. **Energy Conversion and Management**, v. 50, p. 76 – 81, 2009. 48

KANOGLU, M.; ISIK, S. K.; ABUSOGLU, A. Performance characteristics of a Diesel engine power plant. **Energy Conversion and Management**, v. 46, p. 1692 – 1702, 2005. 36

KERR, T. Investing in CHP and district energy - international collaboration to advance near-term low-carbon energy solutions. **Cogeneration & On-Site Power Production**, v. 8, p. –, 2007. 29, 30

_____. **Advancing Near-Term Low Carbon Technologies**. 2008. <<http://www.iea.org>>. 8, 12, 16, 17, 19, 25

KLEIN S.A. **Engineering Equation Solver for Microsoft Windows Operating Systems**. <<http://www.fchart.com/>>, 2010. 61

KNIGHT, P. Bagasse and natural gas: the growing cogeneration scene in Brazil. **Cogeneration &**

On-Site Power Production, v. 10, p. –, 2009. 31

KOPAC, M.; HILALCI, A. Effect of ambient temperature on the efficiency of the regenerative and reheat Catalagzi power plant in Turkey. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, p. 1377 – 1385, 2007. 38, 44

KOTAS, T. J. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**. [S.l.]: Krieger Publishing Company, 1995. 328 p. 33, 34

LONGO, G. A.; GASPARELLA, A.; ZILO, C. Analysis of an absorption machine driven by the heat recovery on an I. C. reciprocating engine. **International Journal of Energy Research**, v. 29, p. 711 – 722, 2005. 41

LU, S.-S.; WONG, K.-F. V.; STOFF, L. Exergetic analysis of cooling systems with ozonation water treatment. **Energy Conversion and Management**, v. 39, p. 1407 – 1502, 1998. 46

MANDI, R. P.; HEGDE, R.; SINHA, S. Performance enhancement of cooling towers in thermal power plants through energy conservation. In: **POWER TECH. 2005 IEEE Russia Power Tech**. [S.l.]: Inst. of Elec. and Elec. Eng. Computer Society, 2005. 46

MATELLI, J. A.; RÜCKER, C. R.; BAZZO, E. A cogeneration system applied to the UFSC University Hospital: an exergetic, economic and environmental analysis. In: **Proceedings of International Conference on Efficiency, Cost, Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy Systems 2002**. [S.l.: s.n.], 2002. 87

MELLO, A. G. **Acionamento de máquinas de fluxo por motores de combustão interna a gás natural**. Tese (Doutorado) — Programa Interunidades de Pós-Graduação em Energia, Universidade de São Paulo, 2006. 11

MOEMA. **Energia Elétrica**. 2010. Usina Moema Açúcar e Álcool
<<http://www.usmoema.com.br/>>. 9

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. [S.l.]: John Wiley & Sons, Inc., 2002. 918 p. 44

MPS. **GE CHP plants in Torino**. Enero 2006. Modern Power Systems.

<<http://www.modernpowersystems.com>>. 12

_____. **GE Energy's Jenbacher launches 24-cyl engine**. Junio 2007. Modern Power Systems.

<<http://www.modernpowersystems.com>>. 11

MUANGNOI, T.; ASVAPOOSITKUL, W.; WONGWISES, S. An exergy analysis on the performance of a counterflow wet cooling tower. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, p. 910 – 917, 2007. 45

NESHEIM, S. J.; ESTERVAG, I. S. Efficiencies and indicators defined to promote combined heat and power. **Energy Conversion and Management**, v. 48, p. 1004 – 1015, 2007. 35, 61

ONOVWIONA, H. I.; UGURSAL, V. I. Residential cogeneration systems: review of the current technology. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 10, p. 389 – 431, 2006. 5, 10, 11, 18, 20

ONOVWIONA, H. I.; UGURSAL, V. I.; FUNG, A. S. Modeling of internal combustion engine based cogeneration systems for residential applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, p. 848 – 861, 2007. 12

ORLANDO, J. **Cogeneration Design Guide**. [S.l.]: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 1996. 346 p. 5, 7, 9, 16

PALACIOS, R. **Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr e sua possibilidade de inserção no setor terciário utilizando gás natural**. Dissertação (Mestrado) — Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2007. 41

PANNO, D.; MESSINEO, A.; DISPENZA, A. Cogeneration plant in a pasta factory: Energy saving and environmental benefit. **Energy**, v. 32, p. 746 – 754, 2007. 87

POLITO, R. **Geração Distribuída - Fôlego renovado**. Março 2009. Associação da Indústria de Cogeração de Energia. <<http://www.cogensp.com.br>>. 14, 31

POREDOS, A.; KITANOVSKI, A.; TUMA, M. The energy efficiency of chillers in a trigeneration plant. **Engineering Research**, v. 67, p. 40 – 44, 2002. 41

RIBEIRO, J. E. Bioeletricidade - a segunda revolução energética da cana de açúcar. In: DEDINI. [S.l.], 2005. 9

ROSEN, M. A. Energy and exergy-based comparison of coal-fired and nuclear steam power plants. **Exergy, an International Journal**, v. 13, p. 180 – 192, 2001. 35

ROSEN, M. A.; LE, M. N.; DINCER, I. Efficiency analysis of a cogeneration and district energy system. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, p. 147 – 159, 2005. 64

SCARAMUZZO, M. **Grupo inaugura unidade de cogeração a partir do bagaço de cana em Porto Feliz**. Abril 2010. Associação da Indústria de Cogeração de Energia. <<http://www.cogensp.com.br>>. 9

SCHIMMOLLER, B. K. **Stirling engine: Stirling-Technology engines shooting for DG market penetration**. Outubro 2001. Cogeneration & On-Site Power Production. 21

SHIN, J.-Y. et al. Performance analysis of a triple pressure HRSG. **KSME International Journal**, v. 17, p. 1746 – 1755, 2003. 40

SMITH, D. J. The European Union promotes cogeneration. **Power Engineering**, v. 104, p. 3, 2000. 29

SZARGUT, J.; MORRIS, D. R.; STEWARD, F. R. **Exergy Analysis of Thermal Chemical and Metallurgical Processes**. [S.l.]: Hemisphere Publishing Corporation, 1988. 33, 34

THE TRANE COMPANY. **Single Stage Absorption Cold Generator 101 to 1660 Tons**. [S.l.], Março 1989. 73

WU, D. W.; WANG, R. Z. Combined cooling, heating and power: A review. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 32, p. 459 – 495, 2006. 6, 7, 11, 23, 24, 26, 28, 29

YILMAZ, M.; SARA, O.; KARSLI, S. Performance evaluation criteria for heat exchangers based on second law analysis. **Exergy, an International Journal**, v. 4, p. 278 – 294, 2001. 42

APÊNDICE A - AVALIAÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO A PLENA

CARGA COM APROVEITAMENTO TOTAL DA ENERGIA

Balanço de energia e exergia do sistema de cogeração quando opera a plena carga e recupera toda a energia térmica, desenvolvida no programa Engineering Equation Solver (EES). A distribuição da energia do motor a plena carga, as temperaturas e pressões da condição projeto são consideradas nas relações termodinâmicas desenvolvidas para cada circuito de recuperação de energia e componente do sistema. As potências das bombas B1, B3 e B5, e do ventilador da torre de arrefecimento TR3 são estimadas.

```
{BALANÇO DE ENERGIA E EXERGIA QUANDO O SISTEMA OPERA A PLENA CARGA
APROVEITANDO TODA A ENERGIA}
T_o=25 [C]
P_o=100 [kPa]
{Balanço de energia do MCI}
/////Fluxo mássico do combustível, gases de exaustão e ar
W_m=1060 [kW]
W_fm=0.97*W_m
PCI=42511 [kJ/kg]
n_m=0.39
m_1=W_m/(n_m*PCI)
m_12=1.604 [kg/s]
m_0=m_12-m_1
{Energia disponível do CP}
/////Fluxo mássico da água do CP
E_cp=359 [kW]
T_2=90 [C]
P_2=525 [kPa]
T_7=75 [C]
P_7=600 [kPa]
```

```

h_2=Enthalpy(Water,T=T_2,P=P_2)
h_7=Enthalpy(Water,T=T_7,P=P_7)
m_2=E_cp/(h_2-h_7)
{Estimativa da potência da B1}
H_B1=30 [m]
Q_B1=3.6*m_2
n_B1=0.75
W_B1=((Q_B1*H_B1)/(270*n_B1))*0.736
{Balanço de energia na B1}
m_7=m_2
h_6=h_7-(W_B1)/m_7
P_6=350 [kPa]
T_6=Temperature(Water,P=P_6,h=h_6)
{Energia disponível do CS}
/////Fluxo mássico da água do CS
E_ro=115 [kW]
E_i1=174 [kW]
E_i2=50 [kW]
E_cs=E_ro+E_i1+E_i2
T_8=55 [C]
P_8=250 [kPa]
T_11=35 [C]
P_11=400 [kPa]
h_8=Enthalpy(Water,T=T_8,P=P_8)
h_11=Enthalpy(Water,T=T_11,P=P_11)
m_8=E_cs/(h_8-h_11)
{Estimativa da potência da B5}
H_B5=25 [m]
Q_B5=3.6*m_8
n_B5=0.75
W_B5=((Q_B5*H_B5)/(270*n_B5))*0.736

```



```

{Balanço de energia no trocador de gás de exaustão}
////Porcentagem dos compostos do gás de exaustão
y_N2=0.625
y_O2=0.06
y_CO2=0.11
y_H2O=0.205
m_3=m_2
T_3=118.89 [C]
P_3=450 [kPa]
T_12=487 [C]
P_12=102 [kPa]
h_3=Enthalpy (Water, T=T_3, P=P_3)
h_N2_12=(Enthalpy (N2, T=T_12)-Enthalpy (N2, T=T_o)) *MolarMass (N2)
h_O2_12=(Enthalpy (O2, T=T_12)-Enthalpy (O2, T=T_o)) *MolarMass (O2)
h_CO2_12=(Enthalpy (CO2, T=T_12)-Enthalpy (CO2, T=T_o)) *MolarMass (CO2)
h_H2O_12=(Enthalpy (H2O, T=T_12)-Enthalpy (H2O, T=T_o)) *MolarMass (H2O)
M_g=y_N2*MolarMass (N2)+y_O2*MolarMass (O2)+y_CO2*MolarMass (CO2)
+y_H2O*MolarMass (H2O)
h_12=(y_N2*h_N2_12+y_O2*h_O2_12+y_CO2*h_CO2_12+y_H2O*h_H2O_12)/M_g
h_13=h_12-(m_3/(m_12*0.98)) *(h_3-h_2)
h_13=(y_N2*((Enthalpy (N2, T=T_13)-Enthalpy (N2, T=T_o)) *MolarMass (N2))
+y_O2*((Enthalpy (O2, T=T_13)-Enthalpy (O2, T=T_o)) *MolarMass (O2))
+y_CO2*((Enthalpy (CO2, T=T_13)-Enthalpy (CO2, T=T_o)) *MolarMass (CO2))
+y_H2O*((Enthalpy (H2O, T=T_13)-Enthalpy (H2O, T=T_o)) *MolarMass (H2O)))/M_g
P_13=100 [kPa]
h_N2_13=(Enthalpy (N2, T=T_13)-Enthalpy (N2, T=T_o)) *MolarMass (N2)
h_O2_13=(Enthalpy (O2, T=T_13)-Enthalpy (O2, T=T_o)) *MolarMass (O2)
h_CO2_13=(Enthalpy (CO2, T=T_13)-Enthalpy (CO2, T=T_o)) *MolarMass (CO2)
h_H2O_13=(Enthalpy (H2O, T=T_13)-Enthalpy (H2O, T=T_o)) *MolarMass (H2O)
{Determinação do fluxo de água gelada no chiller de absorção}
////Determinação do fluxo de água gelada

```

```

COP=0.703
T_18=13.22 [C]
P_18=300 [kPa]
T_19=7.22 [C]
P_19=250 [kPa]
h_18=Enthalpy(Water,T=T_18,P=P_18)
h_19=Enthalpy(Water,T=T_19,P=P_19)
E_ch=m_3*(h_3-h_4)
Q_f=COP*E_ch
m_18=Q_f/(h_18-h_19)
//Fluxo mássico da água de resfriamento do condensador e absorvedor
T_21p=35 [C]
P_21=100 [kPa]
T_22=29.5 [C]
P_22=100 [kPa]
h_21p=Enthalpy(Water,T=T_21p,P=P_21)
h_22=Enthalpy(Water,T=T_22,P=P_22)
m_21=(1+COP)*m_3*((h_3-h_4)/(h_21p-h_22))
////////{Estimativa da potência da B3}
H_B3=20 [m]
Q_B3=3.6*m_21
n_B3=0.75
W_B3=((Q_B3*H_B3)/(270*n_B3))*0.736
////////{Balanço de energia na B3}
m_20=m_21
h_20=h_22+(W_B3)/m_20
P_20=300 [kPa]
T_20=Temperature(Water,P=P_20,h=h_20)
////////Balanço de energia do chiller de absorção
h_21=(m_3*(h_3-h_4)+m_18*(h_18-h_19))/(m_21)+h_20
T_21=Temperature(Water,P=P_21,h=h_21)

```

```

{Estimativa e balanço de energia da TR3: toda a energia do CP deve
ser rejeitada}
/////Determinação da umidade absoluta w_23 e umidade relativa ur_23
T_23=25 [C]
T_23bu=16 [C]
P_23=100 [kPa]
T_24=30 [C]
ur_24=0.9
P_24=100 [kPa]
x_v23bu=1
P_23bu=Pressure (Steam, T=T_23bu, x=x_v23bu)
w_23bu=0.622*(P_23bu/(P_o-P_23bu))
x_f23bu=0
h_23bu=Enthalpy (Air, T=T_23bu)
h_f23bu=Enthalpy (Steam, T=T_23bu, x=x_f23bu)
h_g23bu=Enthalpy (Steam, T=T_23bu, x=x_v23bu)
x_23=1
h_a23=Enthalpy (Air, T=T_23)
h_g23=Enthalpy (Steam, T=T_23, x=x_23)
w_23=(h_23bu-h_a23+w_23bu*(h_g23bu-h_f23bu))/(h_g23-h_f23bu)
P_23v=(P_o*w_23)/(0.622+w_23)
P_23s=Pressure (Steam, T=T_23, x=x_23)
ur_23=P_23v/P_23s
//////////Determinação da umidade absoluta w_24
x_24=1
P_24s=Pressure (Steam, T=T_24, x=x_24)
P_24v=ur_24*P_24s
w_24=0.622*(P_24v/(P_o-P_24v))
h_a24=Enthalpy (Air, T=T_24)
h_g24=Enthalpy (Steam, T=T_24, x=x_24)
T_25=25 [C]

```

```

P_25=100 [kPa]
h_25=Enthalpy (Water, T=T_25, P=P_25)
m_23=(m_21*(h_21-h_22)) / (h_a24-h_a23+w_24*h_g24-w_23*h_g23
-(w_24-w_23)*h_25)
m_23v=m_23*w_23
m_24v=m_23*w_24
m_25=m_23*(w_24-w_23)
/////Determinação da potência do ventilador TR3
rho_a=1.184 [kg/m3]
H_v3=0.01 [m]
n_v3=0.5
Q_TR3=(m_23*3600)/rho_a
N_TR3=((Q_TR3*H_v3)/(270*n_v3))*0.736
{BALANÇO DE EXERGIA DOS COMPONENTES DO SISTEMA DE COGERAÇÃO}
{Motor de combustão interna}
h_o=Enthalpy (Water, T=T_o, P=P_o)
s_o=Entropy (Water, T=T_o, P=P_o)
h_oar=Enthalpy (Air, T=T_o)
s_oar=Entropy (Air, T=T_o, P=P_o)
s_2=Entropy (Water, T=T_2, P=P_2)
s_7=Entropy (Water, T=T_7, P=P_7)
s_8=Entropy (Water, T=T_8, P=P_8)
s_11=Entropy (Water, T=T_11, P=P_11)
{Ar à temperatura de referência}
ex_0=0 [kJ/kg]
{Exergia do combustível determinada em base do PCI}
ex_1=PCI
ex_2=(h_2-h_o)-(T_o+273)*(s_2-s_o)
ex_7=(h_7-h_o)-(T_o+273)*(s_7-s_o)
ex_8=(h_8-h_o)-(T_o+273)*(s_8-s_o)
ex_11=(h_11-h_o)-(T_o+273)*(s_11-s_o)

```

```

s_N2_12=(Entropy(N2,T=T_12,P=P_12)-Entropy(N2,T=T_o,P=P_o))
*MolarMass(N2)
s_O2_12=(Entropy(O2,T=T_12,P=P_12)-Entropy(O2,T=T_o,P=P_o))
*MolarMass(O2)
s_CO2_12=(Entropy(CO2,T=T_12,P=P_12)-Entropy(CO2,T=T_o,P=P_o))
*MolarMass(CO2)
s_H2O_12=(Entropy(H2O,T=T_12,P=P_12)-Entropy(H2O,T=T_o,P=P_o))
*MolarMass(H2O)
s_12=(y_N2*s_N2_12+y_O2*s_O2_12+y_CO2*s_CO2_12+y_H2O*s_H2O_12)/M_g
ex_12=h_12-(T_o+273)*s_12
s_N2_13=(Entropy(N2,T=T_13,P=P_13)-Entropy(N2,T=T_o,P=P_o))
*MolarMass(N2)
s_O2_13=(Entropy(O2,T=T_13,P=P_13)-Entropy(O2,T=T_o,P=P_o))
*MolarMass(O2)
s_CO2_13=(Entropy(CO2,T=T_13,P=P_13)-Entropy(CO2,T=T_o,P=P_o))
*MolarMass(CO2)
s_H2O_13=(Entropy(H2O,T=T_13,P=P_13)-Entropy(H2O,T=T_o,P=P_o))
*MolarMass(H2O)
s_13=(y_N2*s_N2_13+y_O2*s_O2_13+y_CO2*s_CO2_13+y_H2O*s_H2O_13)/M_g
ex_13=h_13-(T_o+273)*s_13
Ex_d_m=-W_fm+m_0*ex_0+m_1*ex_1-m_12*(ex_12-ex_13)-m_8*(ex_8-ex_11)
-m_2*(ex_2-ex_7)
epsilon_r_m=(W_fm+m_8*(ex_8-ex_11)+m_2*(ex_2-ex_7)+m_12*(ex_12-ex_13))
/(m_0*ex_0+m_1*ex_1)
{Trocador de calor de gases de exaustão}
s_3=Entropy(Water,T=T_3,P=P_3)
ex_3=(h_3-h_o)-(T_o+273)*(s_3-s_o)
Ex_d_TCGE=m_12*(ex_12-ex_13)-m_3*(ex_3-ex_2)
epsilon_r_TCGE=(m_3*(ex_3-ex_2))/(m_12*(ex_12-ex_13))
{Trocador de calor TC1}
m_17=m_15

```

```

s_4=Entropy(Water,T=T_4,P=P_4)
s_5=Entropy(Water,T=T_5,P=P_5)
s_16=Entropy(Water,T=T_16,P=P_16)
s_17=Entropy(Water,T=T_17,P=P_17)
ex_4=(h_4-h_o)-(T_o+273)*(s_4-s_o)
ex_5=(h_5-h_o)-(T_o+273)*(s_5-s_o)
ex_16=(h_16-h_o)-(T_o+273)*(s_16-s_o)
ex_17=(h_17-h_o)-(T_o+273)*(s_17-s_o)
Ex_d_TC1=m_4*(ex_4-ex_5)-m_17*(ex_17-ex_16)
epsilon_r_TC1=(m_17*(ex_17-ex_16))/(m_4*(ex_4-ex_5))
{Trocador de calor TC3}
s_6=Entropy(Water,T=T_6,P=P_6)
ex_6=(h_6-h_o)-(T_o+273)*(s_6-s_o)
Ex_d_TC3=0
epsilon_r_TC3=0
{Trocador de calor TC2}
s_9=Entropy(Water,T=T_9,P=P_9)
s_14=Entropy(Water,T=T_14,P=P_14)
s_15=Entropy(Water,T=T_15,P=P_15)
ex_9=(h_9-h_o)-(T_o+273)*(s_9-s_o)
ex_14=(h_14-h_o)-(T_o+273)*(s_14-s_o)
ex_15=(h_15-h_o)-(T_o+273)*(s_15-s_o)
Ex_d_TC2=m_8*(ex_8-ex_9)-m_15*(ex_15-ex_14)
epsilon_r_TC2=(m_15*(ex_15-ex_14))/(m_8*(ex_8-ex_9))
{Trocador de calor TC4}
s_10=Entropy(Water,T=T_10,P=P_10)
ex_10=(h_10-h_o)-(T_o+273)*(s_10-s_o)
Ex_d_TC4=0
epsilon_r_TC4=0
{Chiller de absorção}
m_19=m_18

```

```

s_18=Entropy (Water, T=T_18, P=P_18)
s_19=Entropy (Water, T=T_19, P=P_19)
s_20=Entropy (Water, T=T_20, P=P_20)
s_21=Entropy (Water, T=T_21, P=P_21)
ex_18=(h_18-h_o) - (T_o+273) * (s_18-s_o)
ex_19=(h_19-h_o) - (T_o+273) * (s_19-s_o)
ex_20=(h_20-h_o) - (T_o+273) * (s_20-s_o)
ex_21=(h_21-h_o) - (T_o+273) * (s_21-s_o)
Ex_d_ch=m_3*(ex_3-ex_4)-m_19*(ex_19-ex_18)-m_21*(ex_21-ex_20)
epsilon_r_ch=(m_19*(ex_19-ex_18))/(m_3*(ex_3-ex_4))
{Bomba B1}
Ex_d_B1=W_B1-m_7*(ex_7-ex_6)
epsilon_r_B1=(m_7*(ex_7-ex_6))/(W_B1)
{Bomba B2}
Ex_d_B2=0
epsilon_r_B2=0
{Bomba B3}
s_22=Entropy (Water, T=T_22, P=P_22)
ex_22=(h_22-h_o) - (T_o+273) * (s_22-s_o)
Ex_d_B3=W_B3-m_20*(ex_20-ex_22)
epsilon_r_B3=(m_20*(ex_20-ex_22))/(W_B3)
{Bomba B4}
Ex_d_B4=0
epsilon_r_B4=0
{Bomba B5}
Ex_d_B5=W_B5-m_11*(ex_11-ex_10)
epsilon_r_B5=(m_11*(ex_11-ex_10))/(W_B5)
{Torre de arrefecimento TR1}
Ex_d_TR1=0
epsilon_s_TR1=0
{Torre de arrefecimento TR2}

```

```

Ex_d_TR2=0
epsilon_s_TR2=0
{Torre de arrefecimento TR3}
s_a23=Entropy(Air,T=T_23,P=P_23)
s_a24=Entropy(Air,T=T_24,P=P_24)
s_g23=Entropy(Water,T=T_23,x=x_23)
s_g24=Entropy(Water,T=T_24,x=x_24)
s_25=Entropy(Water,T=T_25,P=P_25)
ex_a23=(h_a23-h_oar)-(T_o+273)*(s_a23-s_oar)
ex_a24=(h_a24-h_oar)-(T_o+273)*(s_a24-s_oar)
ex_g23=(h_g23-h_o)-(T_o+273)*(s_g23-s_o)
ex_g24=(h_g24-h_o)-(T_o+273)*(s_g24-s_o)
ex_25=(h_25-h_o)-(T_o+273)*(s_25-s_o)
Ex_d_TR3=m_21*(ex_21-ex_22)+m_23*(ex_a23-ex_a24)+m_23*(w_23*ex_g23
-w_24*ex_g24)+m_25*ex_25
epsilon_s_TR3=(m_23*(ex_a24+w_24*ex_g24)+m_21*ex_22)/(m_23*(ex_a23
+w_23*ex_g23)+m_21*ex_21+m_25*ex_25)
{Avaliação do Sistema Global}
{Fator de utilização de energia dos componentes e do sistema}
FUE_m=W_fm/(m_1*PCI)
FUE_TC1=(m_17*(h_17-h_16))/(m_1*PCI)
FUE_TC2=(m_15*(h_15-h_14))/(m_1*PCI)
FUE_ch=Q_f/(m_1*PCI)
FUE_cog=FUE_m+FUE_TC1+FUE_TC2+FUE_ch
{Eficiência exergetica e destruição de exergetica}
epsilon_cog=(W_fm+m_17*(ex_17-ex_14)+m_19*(ex_19-ex_18))/(m_1*ex_1)
Ex_d_cog=Ex_d_m+Ex_d_TCGE+Ex_d_ch+Ex_d_TC1+Ex_d_TC2+Ex_d_TC3
+Ex_d_TC4+Ex_d_TR1+Ex_d_TR2+Ex_d_TR3+Ex_d_B1+Ex_d_B2+Ex_d_B3
+Ex_d_B4+Ex_d_B5

```


APÊNDICE B - AVALIAÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO A PLENA

CARGA SEM APROVEITAMENTO DA ENERGIA TÉRMICA

Balanço de energia e exergia do sistema de cogeração quando opera a plena carga sem recuperar energia térmica, desenvolvida no programa Engineering Equation Solver (EES). As torres de arrefecimento dos circuitos de recuperação de energia rejeitam toda a energia (não existem demandas de resfriamento nem de água quente). As potências das bombas B2 e B4 e dos ventiladores das torres de arrefecimento TR1 e TR2 são estimadas.

{BALANÇO DE ENERGIA E EXERGIA QUANDO O SISTEMA OPERA A PLENA CARGA SEM RECUPERAR ENERGIA TÉRMICA}

T_o=25 [C]

P_o=100 [kPa]

{Balanço de energia do MCI}

/////FLuxo mássico do combustível, gases de exaustão e ar

W_m=1060 [kW]

W_fm=0.97*W_m

PCI=42511 [kJ/kg]

n_m=0.39

m_1=W_m/(n_m*PCI)

m_12=1.604 [kg/s]

m_0=m_12-m_1

{Energia disponível do CP}

/////FLuxo mássico da água do CP

E_cp=359 [kW]

T_2=90 [C]

P_2=525 [kPa]

T_7=75 [C]

P_7=600 [kPa]

h_2=Enthalpy(Water, T=T_2, P=P_2)

h_7=Enthalpy(Water, T=T_7, P=P_7)

```

m_2=E_cp/(h_2-h_7)
{Estimativa da potência da B1}
H_B1=30 [m]
Q_B1=3.6*m_2
n_B1=0.75
W_B1=((Q_B1*H_B1)/(270*n_B1))*0.736
{Balanço de energia na B1}
m_7=m_2
h_6=h_7-(W_B1)/m_7
P_6=300 [kPa]
T_6=Temperature(Water,P=P_6,h=h_6)
{Energia disponível do CS}
/////Fluxo mássico da água do CS
E_ro=115 [kW]
E_i1=174 [kW]
E_i2=50 [kW]
E_cs=E_ro+E_i1+E_i2
T_8=55 [C]
P_8=250 [kPa]
T_11=35 [C]
P_11=400 [kPa]
h_8=Enthalpy(Water,T=T_8,P=P_8)
h_11=Enthalpy(Water,T=T_11,P=P_11)
m_8=E_cs/(h_8-h_11)
{Estimativa da potência da B5}
H_B5=25 [m]
Q_B5=3.6*m_8
n_B5=0.75
W_B5=((Q_B5*H_B5)/(270*n_B5))*0.736
{Balanço de energia na B5}
m_11=m_8

```

```

h_10=h_11-(W_B5)/m_11
P_10=150 [kPa]
T_10=Temperature(Water,P=P_10,h=h_10)
{Estimativa e balanço de energia da TR1: toda a energia do CS deve
ser rejeitada}
////Fluxo mássico da água na TR1
T_33p=35 [C]
P_33=100 [kPa]
T_34=29.5 [C]
P_34=100 [kPa]
h_33p=Enthalpy(Water,T=T_33p,P=P_33)
h_34=Enthalpy(Water,T=T_34,P=P_34)
m_33=m_8*((h_8-h_11)/(h_33p-h_34))
////////{Estimativa da potência da B4}
H_B4=20 [m]
Q_B4=3.6*m_33
n_B4=0.75
W_B4=((Q_B4*H_B4)/(270*n_B4))*0.736
////////{Balanço de energia na B4}
m_32=m_33
h_32=h_34+(W_B4)/m_32
P_32=300 [kPa]
T_32=Temperature(Water,P=P_32,h=h_32)
////////{Balanço de energia no TC4}
////Determinação de h_33 e T_33
m_9=m_8
T_9=T_8
P_9=P_8
h_9=Enthalpy(Water,T=T_9,P=P_9)
h_33=(m_9/m_33)*(h_9-h_10)+h_32
T_33=Temperature(Water,P=P_33,h=h_33)

```

```

{TR1}
/////Determinação das umidades absolutas
T_35=25 [C]
T_35bu=16 [C]
P_35=100 [kPa]
T_36=30 [C]
ur_36=0.9
P_36=100 [kPa]
///Determinação da umidade absoluta w_35 e umidade relativa ur_35
x_v35bu=1
P_35bu=Pressure(Steam,T=T_35bu,x=x_v35bu)
w_35bu=0.622*(P_35bu/(P_o-P_35bu))
x_f35bu=0
h_35bu=Enthalpy(Air,T=T_35bu)
h_f35bu=Enthalpy(Steam,T=T_35bu,x=x_f35bu)
h_g35bu=Enthalpy(Steam,T=T_35bu,x=x_v35bu)
x_35=1
h_a35=Enthalpy(Air,T=T_35)
h_g35=Enthalpy(Steam,T=T_35,x=x_35)
w_35=(h_35bu-h_a35+w_35bu*(h_g35bu-h_f35bu))/(h_g35-h_f35bu)
P_35v=(P_o*w_35)/(0.622+w_35)
P_35s=Pressure(Steam,T=T_35,x=x_35)
ur_35=P_35v/P_35s
/////Determinação da umidade absoluta w_36
x_36=1
P_36s=Pressure(Steam,T=T_36,x=x_36)
P_36v=ur_36*P_36s
w_36=0.622*(P_36v/(P_o-P_36v))
/////Determinação dos fluxos mássicos
h_a36=Enthalpy(Air,T=T_36)
h_g36=Enthalpy(Steam,T=T_36,x=x_36)

```

```

T_37=25 [C]
P_37=100 [kPa]
h_37=Enthalpy(Water,T=T_37,P=P_37)
m_35=(m_33*(h_33-h_34))/(h_a36-h_a35+w_36*h_g36-w_35*h_g35
-(w_36-w_35)*h_37)
m_35v=m_35*w_35
m_36v=m_35*w_36
m_37=m_35*(w_36-w_35)
/////Determinação da potência do ventilador TR1
H_v1=0.01[m]
rho_a=1.184[kg/m3]
n_v1=0.5
Q_TR1=(m_35*3600)/rho_a
N_TR1=((Q_TR1*H_v1)/(270*n_v1))*0.376
{Estimativa e balanço de energia da TR2: toda a energia do CP deve
ser rejeitada}
/////Fluxo mássico da água na TR2
T_27p=35 [C]
P_27=100 [kPa]
T_28=29.5 [C]
P_28=100 [kPa]
h_27p=Enthalpy(Water,T=T_27p,P=P_27)
h_28=Enthalpy(Water,T=T_28,P=P_28)
m_27=m_2*((h_2-h_7)/(h_27p-h_28))
/////Estimativa da potência da B2}
H_B2=20 [m]
Q_B2=3.6*m_27
n_B2=0.75
W_B2=((Q_B2*H_B2)/(270*n_B2))*0.736
/////Balanço de energia na B2}
m_26=m_27

```

```

h_26=h_28+(W_B2)/m_26
P_26=300 [kPa]
T_26=Temperature(Water,P=P_26,h=h_26)
{Balanço de energia no TC3}
/////Determinação de h_27 e T_27
m_5=m_2
T_5=T_2
P_5=400 [kPa]
h_5=Enthalpy(Water,T=T_5,P=P_5)
h_27=(m_5/m_27)*(h_5-h_6)+h_26
T_27=Temperature(Water,P=P_27,h=h_27)
{TR2}
//////////Determinação da umidades absoluta w_29 e w_30
T_29=25 [C]
T_29bu=16 [C]
P_29=100 [kPa]
T_30=30 [C]
ur_30=0.9
P_30=100 [kPa]
w_29=w_35
w_30=w_36
x_29=1
h_a29=Enthalpy(Air,T=T_29)
h_g29=Enthalpy(Steam,T=T_29,x=x_29)
x_30=1
h_a30=Enthalpy(Air,T=T_30)
h_g30=Enthalpy(Steam,T=T_30,x=x_30)
T_31=25 [C]
P_31=100 [kPa]
h_31=Enthalpy(Water,T=T_31,P=P_31)
m_29=(m_27*(h_27-h_28))/(h_a30-h_a29+w_30*h_g30-w_29*h_g29

```

```

-(w_30-w_29)*h_31)
m_29v=m_29*w_29
m_30v=m_29*w_30
m_31=m_29*(w_30-w_29)
/////Determinação da potência do ventilador TR2
H_v2=0.01[m]
n_v2=0.5
Q_TR2=(m_29*3600)/rho_a
N_TR2=((Q_TR2*H_v2)/(270*n_v2))*0.736
{BALANÇO DE EXERGIA DOS COMPONENTES DO SISTEMA DE COGERAÇÃO}
{Motor de combustão interna}
h_o=Enthalpy(Water,T=T_o,P=P_o)
s_o=Entropy(Water,T=T_o,P=P_o)
h_oar=Enthalpy(Air,T=T_o)
s_oar=Entropy(Air,T=T_o,P=P_o)
y_N2=0.625
y_O2=0.06
y_CO2=0.11
y_H2O=0.205
T_12=487 [C]
P_12=102 [kPa]
h_N2_12=(Enthalpy(N2,T=T_12)-Enthalpy(N2,T=T_o))*MolarMass(N2)
h_O2_12=(Enthalpy(O2,T=T_12)-Enthalpy(O2,T=T_o))*MolarMass(O2)
h_CO2_12=(Enthalpy(CO2,T=T_12)-Enthalpy(CO2,T=T_o))*MolarMass(CO2)
h_H2O_12=(Enthalpy(H2O,T=T_12)-Enthalpy(H2O,T=T_o))*MolarMass(H2O)
M_g=y_N2*MolarMass(N2)+y_O2*MolarMass(O2)+y_CO2*MolarMass(CO2)
+y_H2O*MolarMass(H2O)
h_12=(y_N2*h_N2_12+y_O2*h_O2_12+y_CO2*h_CO2_12+y_H2O*h_H2O_12)/M_g
s_2=Entropy(Water,T=T_2,P=P_2)
s_7=Entropy(Water,T=T_7,P=P_7)
s_8=Entropy(Water,T=T_8,P=P_8)

```

```

s_11=Entropy (Water, T=T_11, P=P_11)
s_N2_12=(Entropy (N2, T=T_12, P=P_12) -Entropy (N2, T=T_o, P=P_o) )
*MolarMass (N2)
s_O2_12=(Entropy (O2, T=T_12, P=P_12) -Entropy (O2, T=T_o, P=P_o) )
*MolarMass (O2)
s_CO2_12=(Entropy (CO2, T=T_12, P=P_12) -Entropy (CO2, T=T_o, P=P_o) )
*MolarMass (CO2)
s_H2O_12=(Entropy (H2O, T=T_12, P=P_12) -Entropy (H2O, T=T_o, P=P_o) )
*MolarMass (H2O)
s_12=(y_N2*s_N2_12+y_O2*s_O2_12+y_CO2*s_CO2_12+y_H2O*s_H2O_12) /M_g
ex_0=0 [kJ/kg]
ex_1=PCI
ex_2=(h_2-h_o) - (T_o+273) * (s_2-s_o)
ex_7=(h_7-h_o) - (T_o+273) * (s_7-s_o)
ex_8=(h_8-h_o) - (T_o+273) * (s_8-s_o)
ex_11=(h_11-h_o) - (T_o+273) * (s_11-s_o)
ex_12=h_12 - (T_o+273) *s_12
Ex_d_m=-W_fm+m_0*ex_0+m_1*ex_1-m_12*ex_12-m_8*(ex_8-ex_11) -m_2*(ex_2
-ex_7) +m_12*ex_12
epsilon_r_m=(W_fm) / (m_0*ex_0+m_1*ex_1)
{Trocador de calor de gases de exaustão}
Ex_d_TCGE=0
epsilon_r_TCGE=0
{Trocador de calor TC1}
Ex_d_TC1=0
epsilon_r_TC1=0
{Trocador de calor TC3}
s_5=Entropy (Water, T=T_5, P=P_5)
s_6=Entropy (Water, T=T_6, P=P_6)
s_26=Entropy (Water, T=T_26, P=P_26)
s_27=Entropy (Water, T=T_27, P=P_27)

```

```

ex_5=(h_5-h_o)-(T_o+273)*(s_5-s_o)
ex_6=(h_6-h_o)-(T_o+273)*(s_6-s_o)
ex_26=(h_26-h_o)-(T_o+273)*(s_26-s_o)
ex_27=(h_27-h_o)-(T_o+273)*(s_27-s_o)
Ex_d_TC3=m_5*(ex_5-ex_6)-m_27*(ex_27-ex_26)
epsilon_r_TC3=(m_27*(ex_27-ex_26))/(m_5*(ex_5-ex_6))
{Trocador de calor TC2}
Ex_d_TC2=0
epsilon_r_TC2=0
{Trocador de calor TC4}
s_9=Entropy(Water,T=T_9,P=P_9)
s_10=Entropy(Water,T=T_10,P=P_10)
s_32=Entropy(Water,T=T_32,P=P_32)
s_33=Entropy(Water,T=T_33,P=P_33)
ex_9=(h_9-h_o)-(T_o+273)*(s_9-s_o)
ex_10=(h_10-h_o)-(T_o+273)*(s_10-s_o)
ex_32=(h_32-h_o)-(T_o+273)*(s_32-s_o)
ex_33=(h_33-h_o)-(T_o+273)*(s_33-s_o)
Ex_d_TC4=m_9*(ex_9-ex_10)-m_33*(ex_33-ex_32)
epsilon_r_TC4=(m_33*(ex_33-ex_32))/(m_9*(ex_9-ex_10))
{Chiller de absorção}
Ex_d_ch=0
epsilon_r_ch=0
{Bomba B1}
Ex_d_B1=W_B1-m_7*(ex_7-ex_6)
epsilon_r_B1=(m_7*(ex_7-ex_6))/(W_B1)
{Bomba B2}
s_28=Entropy(Water,T=T_28,P=P_28)
ex_28=(h_28-h_o)-(T_o+273)*(s_28-s_o)
Ex_d_B2=W_B2-m_26*(ex_26-ex_28)
epsilon_r_B2=(m_26*(ex_26-ex_28))/(W_B2)

```

```

{Bomba B3}
Ex_d_B3=0
epsilon_r_B3=0
{Bomba B4}
s_34=Entropy(Water,T=T_34,P=P_34)
ex_34=(h_34-h_o)-(T_o+273)*(s_34-s_o)
Ex_d_B4=W_B4-m_32*(ex_32-ex_34)
epsilon_r_B4=(m_32*(ex_32-ex_34))/(W_B4)
{Bomba B5}
Ex_d_B5=W_B5-m_11*(ex_11-ex_10)
epsilon_r_B5=(m_11*(ex_11-ex_10))/(W_B5)
{Torre de arrefecimento TR1}
s_a35=Entropy(Air,T=T_35,P=P_35)
s_a36=Entropy(Air,T=T_36,P=P_36)
s_g35=Entropy(Water,T=T_35,x=x_35)
s_g36=Entropy(Water,T=T_36,x=x_36)
s_37=Entropy(Water,T=T_37,P=P_37)
ex_a35=(h_a35-h_oar)-(T_o+273)*(s_a35-s_oar)
ex_a36=(h_a36-h_oar)-(T_o+273)*(s_a36-s_oar)
ex_g35=(h_g35-h_o)-(T_o+273)*(s_g35-s_o)
ex_g36=(h_g36-h_o)-(T_o+273)*(s_g36-s_o)
ex_37=(h_37-h_o)-(T_o+273)*(s_37-s_o)
Ex_d_TR1=m_33*(ex_33-ex_34)+m_35*(ex_a35-ex_a36)+m_35*(w_35*ex_g35
-w_36*ex_g36)+m_37*ex_37
epsilon_s_TR1=(m_35*(ex_a36+w_36*ex_g36)+m_33*ex_34)/(m_35*(ex_a35
+w_35*ex_g35)+m_33*ex_33+m_37*ex_37)
{Torre de arrefecimento TR2}
s_a29=Entropy(Air,T=T_29,P=P_29)
s_a30=Entropy(Air,T=T_30,P=P_30)
s_g29=Entropy(Water,T=T_29,x=x_29)
s_g30=Entropy(Water,T=T_30,x=x_30)

```

```

s_31=Entropy(Water,T=T_31,P=P_31)
ex_a29=(h_a29-h_oar)-(T_o+273)*(s_a29-s_oar)
ex_a30=(h_a30-h_oar)-(T_o+273)*(s_a30-s_oar)
ex_g29=(h_g29-h_o)-(T_o+273)*(s_g29-s_o)
ex_g30=(h_g30-h_o)-(T_o+273)*(s_g30-s_o)
ex_31=(h_31-h_o)-(T_o+273)*(s_31-s_o)
Ex_d_TR2=m_27*(ex_27-ex_28)+m_29*(ex_a29-ex_a30)+m_29*(w_29*ex_g29
-w_30*ex_g30)+m_31*ex_31
epsilon_s_TR2=(m_29*(ex_a30+w_30*ex_g30)+m_27*ex_28)/(m_29*(ex_a29
+w_29*ex_g29)+m_27*ex_27+m_31*ex_31)
{Torre de arrefecimento TR3}
Ex_d_TR3=0
epsilon_s_TR3=0
{Avaliação do Sistema Global}
{Fator de utilização de energia dos componentes e do sistema}
EUF_m=W_fm/(m_1*PCI)
EUF_TC1=0
EUF_TC2=0
EUF_ch=0
EUF_cog=EUF_m+EUF_TC1+EUF_TC2+EUF_ch
{Eficiência exergetica e destruição de exergetica}
epsilon_cog=(W_fm)/(m_1*ex_1)
Ex_d_cog=Ex_d_m+Ex_d_TCGE+Ex_d_ch+Ex_d_TC1+Ex_d_TC2+Ex_d_TC3
+Ex_d_TC4+Ex_d_TR1+Ex_d_TR2+Ex_d_TR3+Ex_d_B1+Ex_d_B2+Ex_d_B3
+Ex_d_B4+Ex_d_B5

```


APÊNDICE C - CÁLCULO E SIMULAÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR UTILIZANDO O MÉTODO NTU

Algoritmo desenvolvido no programa Microsoft Visual Studio (Fortran) para o cálculo e simulação de um trocador de calor baseado no Método NTU (Number of Thermal Units).

```
C   VARIÁVEIS
C   =====
C   MQP - FLUXO MASSICO DO FLUIDO QUENTE DE PROJETO (KG/S)
C   MFP - FLUXO MASSICO DO FLUIDO FRIO DE PROJETO (KG/S)
C   MQS - FLUXO MASSICO DO FLUIDO QUENTE NA SIMULAÇÃO (KG/S)
C   MFS - FLUXO MASSICO DO FLUIDO FRIO NA SIMULAÇÃO (KG/S)
C   TQPE - TEMPERATURA DE PROJETO DO FLUIDO QUENTE NA ENTRADA (oC)
C   TQPS - TEMPERATURA DE PROJETO DO FLUIDO QUENTE NA SAIDA (oC)
C   TFPE - TEMPERATURA DE PROJETO DO FLUIDO FRIO NA ENTRADA (oC)
C   TFPS - TEMPERATURA DE PROJETO DO FLUIDO FRIO NA SAIDA (oC)
C   CPF - CALOR ESPECÍFICO DE FLUIDO FRIO (KJ/Kg.oC)
C   CPQ - CALOR ESPECÍFICO DE FLUIDO QUENTE (KJ/Kg.oC)
C   CFT - CAPACIDADE TERMICA DO FLUIDO FRIO (KW/oC)
C   CQT - CAPACIDADE TERMICA DO FLUIDO QUENTE (KW/oC)
C   CFTS - CAPACIDADE TERMICA DO FLUIDO FRIO SIMULAÇÃO (KW/oC)
C   CQTS - CAPACIDADE TERMICA DO FLUIDO QUENTE SIMULAÇÃO (KW/oC)
C   CTMIN - CAPACIDADE TERMICA MINIMA (KW/oC)
C   CTMAX - CAPACIDADE TERMICA MAXIMA (KW/oC)
C   CR - RELAÇÃO ENTRE CTMIN E CTMAX
C   SIM - TIPO DE SIMULACAO A SER FEITA
C   INÍCIO DO PROGRAMA
C   =====
C   PROGRAM NTU
C   IMPLICIT REAL*8 (A-H, L-Z)
C   INTEGER IC
```

```

OPEN (UNIT=77, FILE='RESULTS', STATUS='NEW')
C PROJETO DO TROCADOR DE CALOR
C ===== == ===== == =====
C ENTRADA DE DADOS
VFP=2.5
MQP=1
TQPE=90
TQPS=70
TFPE=22
CPF=4.1868
CPQ=4.1868
ICSIM1=1
SIM=3
C DETERMINAÇÃO DO FLUXO DO FLUIDO FRIO
MFP=VFP*MQP
CFT=MFP*CPF
CQT=MQP*CPQ
C DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DO FLUIDO FRIO NA SAIDA
TFPS=(MQP/MFP)*(CPQ/CPF)*(TQPE-TQPS)+TFPE
C DETERMINAÇÃO DAS CAPACIDADES TÉRMICAS
IF (CFT.GT.CQT) THEN
CTMIN=CQT
CTMAX=CFT
ELSE
CTMIN=CFT
CTMAX=CQT
END IF
CR=CTMIN/CTMAX
C CALCULO DA EFETIVIDADE
Q=MQP*CPQ*(TQPE-TQPS)
QMAX=CTMIN*(TQPE-TFPE)

```

```

EFET=Q/QMAX
C   DETERMINAÇÃO DO NUT
    IF (CR.EQ.1) THEN
      NUT=EFET/(1-EFET)
    ELSE
      NUT=(1/(CR-1))*(LOG((EFET-1)/(EFET*CR-1)))
    END IF
C   DETERMINAÇÃO DO UA
    UA=NUT*CTMIN
    PRINT *, 'FLUXO MÁSSICO DE PROJETO DO FLUIDO FRIO (KG/S)', MFP
    PRINT *, 'FLUXO DE CALOR DE PROJETO (KW) = ', Q
    PRINT *, 'EFETIVIDADE', EFET
    PRINT *, 'NUT', NUT
    PRINT *, 'PRODUTO U x A', UA
    WRITE(77,*) 'FLUXO MÁSSICO DE PROJETO DO FLUIDO FRIO', MFP
    WRITE(77,*) 'TROCA DE CALOR (KW)', Q
    WRITE(77,*) 'EFETIVIDADE DO PROJETO', EFET
    WRITE(77,*) 'NUT', NUT
    WRITE(77,*) 'PRODUTO UA', UA
    WRITE(77,*) 'TEMPERATURA DA AGUA FRIA NA SAIDA (TFPS)', TFPS
    WRITE(77,*) '*****'
C   SIMULAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR - SIM=1
C   =====
C   MUDANDO SOMENTE O FLUXO MÁSSICO
50  IF (SIM.EQ.1) THEN
      CONTINUE
    ELSE
      GO TO 100
    END IF
55  CONTINUE
    VAR=ICSIM1

```

```

MQS=MQP
MFS= (VAR/10) *MFP
TQSE=TQPE
TQSS=0
TFSE=TFPE
TFSS=0
CFTS=MFS*CPF
CQTS=MQS*CPQ
C DETERMINAÇÃO DAS CAPACIDADES TÉRMICAS
  IF (CFTS.GT.CQTS) THEN
    CTMINS=CQTS
    CTMAXS=CFTS
  ELSE
    CTMINS=CFTS
    CTMAXS=CQTS
  END IF
  CRS=CTMINS/CTMAXS
C CALCULO DO NUTS
  NUTS=UA/CTMINS
C CALCULO DA EFETIVIDADE SIMULAÇÃO
  IF (CRS.EQ.1) THEN
    EFETS= NUTS/(1+NUTS)
  ELSE
    EFETS= ((1-EXP(-NUTS*(1-CRS)))/(1-CRS*EXP(-NUTS*(1-CRS))))
  END IF
C DETERMINAÇÃO DAS TEMPERATURAS NA SAIDA
  QMAXS=CTMINS*(TQSE-TFSE)
  QS=EFETS*QMAXS
  DTFS=QS/CFTS
  DTQS=QS/CQTS
  TFSS=TFSE+DTFS

```

```

TQSS=TQSE-DTQS
C  RESULTADOS
PRINT *, 'FLUXO MÁSSICO DA SIMULACAO DO FLUIDO FRIO', MFS
PRINT *, 'EFETIVIDADE DA SIMULACAO', EFETS
PRINT *, 'NUTS', NUTS
PRINT *, 'TEMPERATURA DA AGUA FRIA NA SAIDA (TFSS)', TFSS
PRINT *, 'TEMPERATURA DA AGUA QUENTE NA SAIDA (TQSS)', TQSS
WRITE(77,*) 'TIPO DA SIMULAÇÃO =', SIM
WRITE(77,*) 'SIMULAÇÃO NUMERO =', ICSIM1
WRITE(77,*) 'FLUXO MÁSSICO DA SIMULACAO DO FLUIDO FRIO', MFS
WRITE(77,*) 'EFETIVIDADE DA SIMULACAO', EFETS
WRITE(77,*) 'NUTS', NUTS
WRITE(77,*) 'TROCA DE CALOR (KW)', QS
WRITE(77,*) 'TEMPERATURA DA AGUA FRIA NA SAIDA (TFSS)', TFSS
WRITE(77,*) 'TEMPERATURA DA AGUA QUENTE NA SAIDA (TQSS)', TQSS
WRITE(77,*) '*****'
IF (ICSIM1.EQ.50) THEN
CONTINUE
ELSE
ICSIM1=ICSIM1+1
GO TO 55
END IF
C  =====
100 CONTINUE
C  SIMULAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR - SIM=2
C  ===== == ===== == =====
C  MUDANDO O FLUXO MÁSSICO E A TEMPERATURA DO FLUXO FRIO NA ENTRADA
IF (SIM.EQ.2) THEN
CONTINUE
ELSE
GO TO 200

```

```
END IF
IQS=1
110 CONTINUE
TFSE=10
IF (IQS.EQ.1) THEN
MFS=0.1*MFP
END IF
IF (IQS.EQ.2) THEN
MFS=0.5*MFP
END IF
IF (IQS.EQ.3) THEN
MFS=1*MFP
END IF
IF (IQS.EQ.4) THEN
MFS=1.5*MFP
END IF
IF (IQS.EQ.5) THEN
MFS=2*MFP
END IF
IF (IQS.EQ.6) THEN
MFS=2.5*MFP
END IF
IF (IQS.EQ.7) THEN
MFS=3.0*MFP
END IF
IF (IQS.EQ.8) THEN
MFS=3.5*MFP
END IF
IF (IQS.EQ.9) THEN
MFS=4*MFP
END IF
```

```

      IF (IQS.EQ.10) THEN
      MFS=4.5*MFP
      END IF
      IF (IQS.EQ.11) THEN
      MFS=5*MFP
      END IF
120  CONTINUE
      MQS=MQP
      TQSE=TQPE
      TQSS=0
      TFSS=0
      CFTS=MFS*CPF
      CQTS=MQS*CPQ
C    DETERMINAÇÃO DAS CAPACIDADES TÉRMICAS
      IF (CFTS.GT.CQTS) THEN
      CTMINS=CQTS
      CTMAXS=CFTS
      ELSE
      CTMINS=CFTS
      CTMAXS=CQTS
      END IF
      CRS=CTMINS/CTMAXS
C    CÁLCULO DO NUTS
      NUTS=UA/CTMINS
C    CÁLCULO DA EFETIVIDADE SIMULAÇÃO
      IF (CRS.EQ.1) THEN
      EFETS= NUTS/(1+NUTS)
      ELSE
      EFETS= ((1-EXP(-NUTS*(1-CRS)))/(1-CRS*EXP(-NUTS*(1-CRS))))
      END IF
C    DETERMINAÇÃO DAS TEMPERATURAS NA SAÍDA

```

```

QMAXS=CTMIN*(TQSE-TFSE)
QS=EFETS*QMAXS
DTFS=QS/CFTS
DTQS=QS/CQTS
TFSS=TFSE+DTFS
TQSS=TQSE-DTQS
C  RESULTADOS
PRINT *, 'IQS = ', IQS
PRINT *, 'TFSE = ', TFSE
PRINT *, 'FLUXO MÁSSICO DA SIMULACAO DO FLUIDO FRIO', MFS
PRINT *, 'EFETIVIDADE DA SIMULACAO', EFETS
PRINT *, 'NUTS', NUTS
PRINT *, 'TEMPERATURA DA AGUA FRIA NA SAIDA (TFSS)', TFSS
PRINT *, 'TEMPERATURA DA AGUA QUENTE NA SAIDA (TQSS)', TQSS
WRITE(77,*) 'TIPO DA SIMULAÇÃO =', SIM
WRITE(77,*) 'IQS = ', IQS
WRITE(77,*) 'TFSE = ', TFSE
WRITE(77,*) 'FLUXO MÁSSICO DA SIMULACAO DO FLUIDO FRIO', MFS
WRITE(77,*) 'EFETIVIDADE DA SIMULACAO', EFETS
WRITE(77,*) 'NUTS', NUTS
WRITE(77,*) 'TROCA DE CALOR (KW)', QS
WRITE(77,*) 'TEMPERATURA DA AGUA FRIA NA SAIDA (TFSS)', TFSS
WRITE(77,*) 'TEMPERATURA DA AGUA QUENTE NA SAIDA (TQSS)', TQSS
WRITE(77,*) '*****'
TFSE=TFSE+10
IF (TFSE.GT.50) THEN
IQS=IQS+1
  IF (IQS.EQ.12) THEN
    GO TO 200
  END IF
GO TO 110

```

```

ELSE
GO TO 120
END IF

C =====
200 CONTINUE
C SIMULAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR - SIM=3
C ===== == ===== == =====
C MUDANDO O FLUXO MÁSSICO, A TEMPERATURA DO FLUXO FRIO NA ENTRADA E A
TEMPERATURA DO FLUXO QUENTE NA ENTRADA
IF (SIM.EQ.3) THEN
CONTINUE
ELSE
GO TO 300
END IF
IQS=1
210 CONTINUE
TQSE=80
220 CONTINUE
TFSE=10
IF (IQS.EQ.1) THEN
MFS=0.1*MFP
END IF
IF (IQS.EQ.2) THEN
MFS=0.5*MFP
END IF
IF (IQS.EQ.3) THEN
MFS=1*MFP
END IF
IF (IQS.EQ.4) THEN
MFS=1.5*MFP
END IF

```

```

IF (IQS.EQ.5) THEN
MFS=2*MFP
END IF
IF (IQS.EQ.6) THEN
MFS=2.5*MFP
END IF
IF (IQS.EQ.7) THEN
MFS=3.0*MFP
END IF
IF (IQS.EQ.8) THEN
MFS=3.5*MFP
END IF
IF (IQS.EQ.9) THEN
MFS=4*MFP
END IF
IF (IQS.EQ.10) THEN
MFS=4.5*MFP
END IF
IF (IQS.EQ.11) THEN
MFS=5*MFP
END IF
230 CONTINUE
MQS=MQP
TQSS=0
TFSS=0
CFTS=MFS*CPF
CQTS=MQS*CPQ
C DETERMINAÇÃO DAS CAPACIDADES TÉRMICAS
IF (CFTS.GT.CQTS) THEN
CTMINS=CQTS
CTMAXS=CFTS

```

```

ELSE
CTMINS=CFTS
CTMAXS=CQTS
END IF
C   RS=CTMINS/CTMAXS
C   CALCULO DO NUTS
NUTS=UA/CTMINS
C   CALCULO DA EFETIVIDADE SIMULAÇÃO
IF (CRS.EQ.1) THEN
EFETS= NUTS/(1+NUTS)
ELSE
EFETS=((1-EXP(-NUTS*(1-CRS)))/(1-CRS*EXP(-NUTS*(1-CRS))))
END IF
C   DETERMINAÇÃO DAS TEMPERATURAS NA SAÍDA
QMAXS=CTMINS*(TQSE-TFSE)
QS=EFETS*QMAXS
DTFS=QS/CFTS
DTQS=QS/CQTS
TFSS=TFSE+DTFS
TQSS=TQSE-DTQS
C   RESULTADOS
PRINT *, 'IQS = ', IQS
PRINT *, 'TFSE = ', TFSE
PRINT *, 'TQSE = ', TQSE
PRINT *, 'FLUXO MÁSSICO DA SIMULACAO DO FLUIDO FRIO', MFS
PRINT *, 'EFETIVIDADE DA SIMULACAO', EFETS
PRINT *, 'NUTS', NUTS
PRINT *, 'TEMPERATURA DA AGUA FRIA NA SAIDA (TFSS)', TFSS
PRINT *, 'TEMPERATURA DA AGUA QUENTE NA SAIDA (TQSS)', TQSS
WRITE(77,*) 'TIPO DA SIMULAÇÃO =', SIM
WRITE(77,*) 'IQS = ', IQS

```

```

WRITE(77,*)'TFSE = ',TFSE
WRITE(77,*)'TQSE = ',TQSE
WRITE(77,*)'FLUXO MÁSSICO DA SIMULACAO DO FLUIDO FRIO',MFS
WRITE(77,*)'EFETIVIDADE DA SIMULACAO',EFETS
WRITE(77,*)'NUTS',NUTS
WRITE(77,*)'TROCA DE CALOR (KW)',QS
WRITE(77,*)'TEMPERATURA DA AGUA FRIA NA SAIDA (TFSS)',TFSS
WRITE(77,*)'TEMPERATURA DA AGUA QUENTE NA SAIDA (TQSS)',TQSS
WRITE(77,*)'*****'
TFSE=TFSE+10
IF (TFSE.GT.50) THEN
TQSE=TQSE+10
  IF (TQSE.GT.100) THEN
    IQS=IQS+1
      IF (IQS.EQ.12) THEN
        GO TO 300
      END IF
    GO TO 210
  ELSE
    GO TO 220
  ENDIF
GO TO 220
ELSE
GO TO 230
END IF
C  =====
300 CONTINUE
500 STOP
END

```