



Universidade Federal da Paraíba
Centro de Tecnologia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
- Mestrado - Doutorado -

ESTUDO E AVALIAÇÃO DE UM SISTEMA DE MICRO COGERAÇÃO COM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA USANDO GÁS NATURAL

por

Antonio Wilton Araujo Cavalcante

*Dissertação de Mestrado apresentada à Universidade Federal da Paraíba
para a obtenção do grau de Mestre*

ANTONIO WILTON ARAUJO CAVALCANTE

**ESTUDO E AVALIAÇÃO DE UM SISTEMA DE MICRO COGERAÇÃO
COM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA USANDO GÁS NATURAL**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba, em cumprimento às exigências para obtenção do grau de Mestre.

Orientador : Prof. Dr. Carlos Antonio Cabral dos Santos

C376e Cavalcante, Antonio Wilton Araújo.

Estudo e avaliação de um sistema de micro cogeração com motor de combustão interna usando gás natural / Antonio Wilton Araújo Cavalcante. - - João Pessoa : [s.n.], 2010.

112 f. : il.

Orientador: Carlos Antonio Cabral dos Santos.

Dissertação (Mestrado) – UFPB/CT.

1.Engenharia mecânica. 2.Energia. 3.Cogeração. 4.Gás natural.

UFPB/BC

CDU: 621(043)

ESTUDO E AVALIAÇÃO DE UM SISTEMA DE MICRO COGERAÇÃO COM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA USANDO GÁS NATURAL

por

Antonio Wilton Araujo Cavalcante


Prof. Dr. CARLOS ANTONIO CABRAL DOS SANTOS
Orientador – UFPB


Prof. JACQUES CESAR DOS SANTOS
Examinador Interno - UFPB


Prof. Dr. WILSON LUCIANO DE SOUZA
Examinador Externo – UFS

“À medida que nossas **PERCEPÇÕES DAS COINCIDÊNCIAS DA VIDA** nos conduz para a realização de nossas missões, percebemos que a maioria das mensagens sincronistas vem de outros seres humanos. Quando recebemos a informação exata, na hora certa, **QUASE SEMPRE ELA CHEGA ATÉ NÓS VIA PALAVRAS OU ESCRITOS DE ALGUÉM ...**”

(James Redfield)

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho em especial aos meus grandes amores: minhas crianças Henrique e Beatriz, que, na ingenuidade de uma criança, estavam sempre me apoiando; e minha outra metade, o amor da minha vida, Kenia.

AGRADECIMENTOS

À Deus; À Coordenação do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFPB, na figura do Prof. Dr. Zaqueu Ernesto da Silva, pelo apoio e colaboração. Aos professores e funcionários do Laboratório de Energia Solar da UFPB.

Ao Instituto Federal de Educação Tecnológica do Ceará, na figura do Diretor Geral do Campus Cedro, Prof. José de Aquino; e ao Prof. Dr. Laurivan Diniz, do Instituto Federal de Educação Tecnológica da Paraíba, ambos incentivadores e apoiadores. A CAPES/PIQDTec pelo apoio financeiro.

Ao meu orientador e amigo da bela frase: “para um amigo uma palavra já basta”, Carlos Antonio Cabral dos Santos, cuja dedicação no trabalho e orientação não procura ter limites, se esforçando para manter amigos e equipes qualificadas. Aos Professores Dr. Belo e Dr. Jacques, a quem passei a admirá-los profissionalmente pela simplicidade e naturalidade para tratar assuntos de cunho acadêmico e profissional.

Aos amigos da pós-graduação, que não sonegam auxílio recíproco, com quem aprendi bastante e que tornaram nosso ambiente de trabalho agradavelmente descontraído: Austroclínio, Camilo, Edman, Elen, Frank, Gerson, Juanice, Marcio e Odinéia e a todos da graduação, em especial, a Daniel. Às secretárias do PPGEM/UFPB Mônica e Andréia, pelo apoio e dedicação em suas atividades; e à secretária da RECOGÁS/LES, Iolanda Fonseca, pela dedicação e amizade.

A todos os amigos da UFPB. Como bons amigos, irão compreender as omissões. Ao Lesso, Magnum e Túlio, amigos de profissão e convívio diário na cidade amada de João Pessoa.

Agradeço por fim e em especial, aos meus amados pais **Aldo** e **Maria**, que sempre estiveram comigo e são responsáveis pelas minhas conquistas; e ao meu irmão amado Iran, que me ajudou a trilhar meus primeiros passos na vida profissional. À Irlanda, Idevaldo e Itamar, irmãos que sempre estão ao meu lado, e a quem dedico grande amor. À minha sogra e segunda mãe Graça, em quem tive apoio incondicional em todos os momentos.

ESTUDO E AVALIAÇÃO DE UM SISTEMA DE MICRO COGERAÇÃO COM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA USANDO GÁS NATURAL

RESUMO

Com o crescimento econômico no país nos últimos anos e apresentando perspectivas de crescer mais ainda, governo, empresários e pesquisadores, preocupados com a possível “fragilidade do setor energético”, já colocado em prova no período dos anos de 2000 e 2001, quando o país sofreu sua primeira crise, procuram desenvolver novas tecnologias que possibilitem “dar folga” nos sistemas de energia elétrica e térmica convencionais, oferecendo novas fontes de energia. O horário de demanda de pico, impactos ambientais e eficiência energéticas são fatores a ser considerados nessas novas tecnologias. Neste contexto, a cogeração é o trabalho a ser desenvolvido na avaliação de novos sistemas de geração de energia no país, oferecendo maior demanda em longo prazo, com qualidade e eficiência no consumo energético. A cogeração com base nos motores alternativos a gás natural apresenta fontes energéticas menos poluentes com custo reduzido em relação aos combustíveis convencionais (diesel, querosene). A alimentação da unidade de geração atenderá as instalações físicas compreendidas pelo Laboratório de Controle e Instrumentação em Energia e Meio Ambiente, a Oficina Mecânica do LES e o espaço do Instituto de Energias Sustentáveis compreendido pelo prédio da RECOGÁS, sala de Máquinas de Co-Geração e Laboratório de Combustão e Motores. Especificamente no estudo serão adaptados e aplicados os casos de avaliação energética conforme o resultado do diagrama de Sankey, permitindo conferir todo o processo energético.

Palavras-chave – Energia, Cogeração, Gás Natural

STUDY AND EVALUATION OF A MICROCOGENERATION SYSTEM WITH INTERNAL COMBUSTION ENGINE USING NATURAL GAS

ABSTRACT

With the country economic growth recent years and present prospects of further growth, government, entrepreneurs and researchers, concerned about possible "weakness of the energy sector, " already put in evidence during the years 2000 and 2001, when the country suffered its first crisis, seeking to develop new technologies that allow "give off" in conventional electric and thermal energy systems, providing new energy of source. The time of peak demand, environmental impacts and energy efficiency are factors to be considered in these new technologies. In this context, cogeneration is the work being developed in the evaluation of new systems for power generation in the country, offering greater long-term demand, with quality and efficiency in energy consumption. Cogeneration based on reciprocating engines to natural gas has less polluting energy sources with reduced cost compared to conventional fuels (diesel, kerosene). The unit power generation facilities will meet the physical understood by the Energy and Environment Control Instrumentation Laboratory, Mechanical Shop of LES and the space of the Energy Sustainable Institute, placed in RECOAS bulding Co-Generation Room Machines, combustion and Engines Laboratory and Engines. Specifically the study will be adapted and applied the cases of energy assessment as the result of the Sankey diagram, allowing check the whole energy process.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	001
1.1	AS LEIS DAS CONVERSÕES ENERGÉTICAS	003
1.2	FUTUROS ENERGÉTICOS SUSTENTÁVEIS	005
1.3	EFICIENCIAS ENERGETICAS	008
1.4	OBJETIVOS DO TRABALHO	010
1.5	ESTRUTURA CAPITULAR	010
2	SISTEMA DE COGERAÇÃO E ESTADO DA ARTE	012
2.1	COGERAÇÃO NO CONTEXTO HISTÓRICO	013
2.2	SISTEMAS DE COGERAÇÃO.....	015
2.2.1	Análise Energética do Sistema	017
2.3	ESTADO DA ARTE	021
2.3.1	Projetos Desenvolvidos	022
2.4	COGERAÇÃO / TRIGERAÇÃO	026
2.5	TECNOLOGIAS USADAS NA COGERAÇÃO	027
2.5.1	Tipos de Sistemas de Cogeração	029
2.5.2	Motor de Combustão Interna	033
2.5.3	Taxa de Compressão	037
2.5.4	Ciclo de Refrigeração por Absorção	038
2.6	GÁS NATURAL	039
2.6.1	Utilização do Gás Natural no Mundo	043
2.6.2	Utilização do Gás Natural na América do Sul	044
2.6.3	Utililização do Gás Natural no Brasil	044
2.6.4	MCI a Gás Natural	044
2.7	SELEÇÃO E ADEQUAÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO	045

3	APARATO EXPERIMENTAL DA COGERAÇÃO IES/LES	047
3.1	SISTEMA DE OPERAÇÃO	047
3.1.1	Estrutura Operacional Gerador / Rede	048
3.1.2	Ciclo de Refrigeração Por Absorção	051
3.1.3	Recuperadores de Calor	052
3.1.4	Tipos de Recuperadores de Calor	052
3.1.5	Balanco Energético do Recuperador de Calor de Contra Corrente	054
3.1.6	Inversores de Frequência	056
3.2	MEDIDORES DE VAZÃO E TEMPERATURA	058
3.2.1	Medidores Ultra-Sônico	058
3.2.2	Medidor de Diferencial de Pressão.....	059
3.2.3	Pressão Diferencial	061
3.2.4	Equacionamento	063
3.2.5	Sistema de Aquisição de Dados	066
3.2.6	Termopares	067
4	MEDIÇÕES E ENSAIOS	070
4.1	DIAGRAMA MULTIFILAR E DISTRIBUIÇÃO DE CARGAS	070
4.2	CÁLCULO DA VAZÃO	075
4.2.1	Calibração do SADdP.....	075
4.2.2	Placa de Orifício	079
4.2.3	Medição da Vazão na Tabulação	080
4.3	ANÁLISE TERMODINÂMICA IDEAL DO CICLO OTTO PADRÃO	081
4.4	ANÁLISE DE GASES	083
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	086
5.1	REESTRUTURAÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO	086
5.2	ENSAIOS DO SISTEMA DE COGERAÇÃO	087
5.2.1	Valores de Vazão	087
5.3	CÁLCULO DO POTENCIAL ENERGÉTICO	093
5.3.1	Potência do Combustível ($\dot{Q}_{GN}$)	094
5.3.2	Potência de Arrefecimento ($\dot{Q}_{arr}$)	094
5.3.3	Potência do Refrigeração ($\dot{Q}_{ref}$).....	095

5.3.4	Potência dos Vapores de Processo ($\dot{Q}_{vp}$)	095
5.3.5	Potência Elétrica ($\dot{Q}_{ele}$)	096
5.4	PERDAS POR RADIAÇÃO ($\dot{Q}_{rad}$).....	096
5.5	DIAGRAMA DE SANKEY	099
6	CONCLUSÕES	101
	REFERÊNCIAS	103
	ANEXOS	109

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Processos de conversão energética	003
Figura 1.2	Consumo energético no período de dez anos.....	006
Figura 1.3	Consumo total de energia elétrica em GWh nos dez últimos anos.....	007
Figura 1.4	Melhoria no uso da energia	008
Figura 1.5	Evolução do consumo de energia mundial	009
Figura 2.1	Descrição do motor atmosférica de Newcomen de aproximadamente 1760.	014
Figura 2.2	Investimento energético com eficiência.....	014
Figura 2.3	Estrutura de energia, em que: (a) não há reaproveitamento do calor, e (b) há reaproveitamento de calor.	016
Figura 2.4	Desenvolvimento da participação do GN na matriz energética brasileira	021
Figura 2.5	Trinta e quatro projetos de cogeração no Brasil, num total de 528,13 MW ..	022
Figura 2.6	Diagrama esquemático do sistema trigeração simples alimentando uma edificação.	027
Figura 2.7	A escolha da melhor tecnologia para o consumidor final.	028
Figura 2.8	Faixas típicas de temperatura para os sistemas de cogeração em <i>topping</i> e em <i>bottoming</i>	030
Figura 2.9	Cogeração do tipo <i>Topping</i>	031
Figura 2.10	Cogeração do tipo <i>Bottoming</i>	032
Figura 2.11	Estrutura esquemática de um ciclo <i>Otto</i>	034
Figura 2.12	Ciclo <i>Otto</i> do MCI representado pelo diagrama P-V	034
Figura 2.13	Rendimento térmico em função da razão de compressão	037
Figura 2.14	Forma esquemática do caminho do gás da jazida até a distribuição para as diversas vertentes de mercados e consumidores finais	042
Figura 2.15	Produção do gás natural na matriz energética brasileira	043
Figura 3.1	Arranjo do grupo motor-gerador com sistema de refrigeração e vapores de processo do LES	048

Figura 3.2	Quadro de comando de alimentação Gerador / Rede.....	049
Figura 3.3	Acionamento do gerador ou rede no fornecimento de energia	050
Figura 3.4	Circuito de proteção na alimentação ao consumidor	051
Figura 3.5	Aspectos construtivo de um recuperador de calor e o comportamento das temperaturas dos fluídos	053
Figura 3.6	Cálculo da media logarítmica da diferença de temperatura (MLDT)	054
Figura 3.7	Calor transferido num elemento diferencial de área	054
Figura 3.8	Parâmetros usados no cálculo do recuperador de calor	056
Figura 3.9	Aplicação do conversor de freqüência na economia de energia	057
Figura 3.10	(a), (b) e (c) são esquemas de placas de orifício e (d) a placa concêntrica de perfil mostrando a perda de carga sofrida na passagem do fluído	060
Figura 3.11	Tomadas de pressão numa placa de orifício	062
Figura 3.12	Esquema de uma tubulação com fluído – equação de Bernoulli	064
Figura 3.13	Placa de aquisição de dados para obter o valor do diferencial de pressão do fluxo a gás	067
Figura 3.14	Estrutura física do termopar	068
Figura 3.15	Circuito esquemático de medição na estrutura física do termopar	068
Figura 4.1	Diagrama multifilar de alimentação do quadro de comando e do sistema de cogeração	071
Figura 4.2	Sistema de cogeração do LES	072
Figura 4.3	Instrumentos de medição (a) Voltímetro e (b) Freqüencímetro.....	073
Figura 4.4	Diagrama de carga de refrigeração	074
Figura 4.5	Manômetro de tubo inclinado utilizado nos ensaios	075
Figura 4.6	Medição para aferimento SADdP	077
Figura 4.7	Medição de vazão do fluído com Ultra-sônico	080
Figura 4.8	Emissão de NOx para motores de combustão com gás natural	084
Figura 4.9	Unidade de controle usada na medição dos gases de escapeamento	085
Figura 5.1	Pontos da medição da temperatura	090
Figura 5.2	Saída dos gases de arrefecimento (a) área total; (b) áreas subdividas	091
Figura 5.3	Medições nas tubulações do óleo (3) e dos gases de escape (1),(2) e do recuperador (REC) de calor	097
Figura 5.4	Grupo motor gerador e arrefecimento.....	098
Figura 5.5	Diagrama de <i>Sankey</i> de potência energética	099

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Vantagens de desvantagens dos diferentes tipos de sistemas de cogeração...	019
Tabela 2.2	Características de Tecnologias implems/entadas na cogeração.....	020
Tabela 2.3	Grupo motor gerador da Leon Heimer S/A.....	029
Tabela 2.4	Os dois tipos de sistemas de cogeração	030
Tabela 2.5	As quatro fases do MCI operando no ciclo <i>Otto</i>	036
Tabela 2.6	Valores médios dos elementos constituintes do gás natural.....	039
Tabela 2.7	Composição do gás natral média da PBGÁS	040
Tabela 2.8	Propriedades dos valores médios do gás natural	040
Tabela 3.1	Especificações para integração	055
Tabela 3.2	Tipos de termopares e faixa de operação.....	069
Tabela 4.1	Cargas alimentadas pelo quadro de cargas	074
Tabela 4.2	Características técnicas do fabricante	076
Tabela 4.3	Medidas obtidas dos ensaios de calibração do SADdP	079
Tabela 4.4	Parâmetros para o orifício a tubulação do gás natural.....	080
Tabela 4.5	Valores limites dos gases (g/kWh) para motores de gás natural	084
Tabela 5.1	Valor da vazão do fluido.....	087
Tabela 5.2	Medição das temperaturas e vazão do fluido refrigerante	089
Tabela 5.3	Valores medidos dos gases de arrefecimento	091
Tabela 5.4	Referências das massas no MCI	092
Tabela 5.5	Valores para o cálculo da transferência de calor por radiação na temperatura ambiente de 30 °C	097
Tabela 5.6	Valores para o cálculo da transferência de calor por radiação na temperatura ambiente de 30 °C	098

NOMENCLATURA

A – área

C – Coeficiente de descarga

c_p – Calor Específico [kJ/kg K]

Dt – Diferença de temperatura de entrada / saída

D – Diâmetro

d – derivada

$\frac{dE}{dt}$ – Taxa de energia [kW]

$\dot{E}_x$ – Fluxo de Exergia [kW]

F – Teste de hipótese Fisher

f – Frio

F – Fator de forma

h – Entalpia específica [kJ/kg]

g – Aceleração da gravidade [m/s²]

$\dot{m}$ – Vazão Mássica [kg/s]

P – Pressão [kPa]

PCI – Poder Calorífico Inferior [kJ/kg]

$\dot{Q}$ – Fluxo de Calor [kW]

Q – Quantidade de Calor [kJ]

q – quente

$\dot{q}$ – vazão [m³/s]

R, S, T – Fases das tensões de 13,8 kV

R – Constante universal dos gases [kJ/kgK]

r – Taxa de compressão

s – Entropia específica [kJ/kg K]

$\dot{s}$ – Fluxo de entropia [kJ/s K]

t – tempo [s]

T – Temperatura [°C ou K]

U – Coeficiente global de calor [$\text{kJ}/\text{m}^2\text{°C}$]

V – Velocidade [m/s]

V_{ele} – tensão elétrica [m/s^2]

v – Volume específico [m^3/kg]

$\dot{W}$ – Fluxo de Trabalho [kW]

Z – Potencial com relação à superfície da terra

LETRAS GREGAS

α – ângulo

β – Relação entre as seções de áreas

ε – Emissividade

η – Eficiência Energética [%]

ρ – massa específica [kg/m^3]

σ – constante de Boltzmann [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4$]

SUBESCRITOS

ar - ar

amb - ambiente

arr - arrefecimento

c – compressão

com - combustível

ele - elétrica

e_s – Estados Inicial (e) e Final (s) do Processo

f – combustível (*fuel*)

g – Gerada

GN – Gás Natural

HV – Calor elevado do ciclo *Otto*

m - mistura

max – Maximo volume do cilindro [m^3]

min – Mínimo volume do cilindro [m³]

PMI – Ponto morto inferior

PMS – Ponto morto superior

ref - refrigerador

RAC – Relação ar combustível

rad - radiação

rec – recuperador

s – Saída do volume de controle ou sistema

vc – Volume de controle

vp – vapor de processo

CAPITULO 1

INTRODUÇÃO

Na atualidade, o rápido desenvolvimento das tecnologias da informação, da biologia e da genética, da tecnologia nuclear, do transporte automotivo, da eletrificação e da máquina térmica num ritmo vertiginoso tem revolucionado as condições de vida individual, social, econômica e política. Essa modernidade que cada vez mais acelera não é mais do que uma fórmula ultrapassada da economia mundial fóssil. Qualificar a economia mundial como fóssil é justificável pela dependência em nível mundial de quase todas as atividades da humanidade, gerando uma contradição fundamental das idéias tecnológicas motivadoras da economia mundial pela ausência de futuro desta economia, ocasionado pelo atual abastecimento energético.

A energia encontra-se presente no nosso cotidiano quando usamos motores ou músculos, quando acendemos o queimador de um fogão ou quando optamos por desfrutar do lazer de bons filmes e informações pela televisão. Por tal diversidade, o campo de idéias tecnológicas é bastante vasto, fazendo referências desde o uso dos recursos naturais até os aspectos relacionados ao desempenho das modernidades tecnológicas. Não restam dúvidas de que investir em novas tecnologias de processo na obtenção do uso final da energia requer também maiores gastos financeiro, ou seja, sistemas e equipamentos são geralmente mais caros que as tecnologias que os substituem.

Estes problemas sugerem políticas focadas no estímulo à novas idéias tecnológicas e investimentos. Tais políticas decorrem da necessidade da aceleração do desenvolvimento. Investimentos e novas tecnologias são mais difíceis de financiar. Tradicionalmente, quem realiza esses investimentos na compra de produto de uso-final é o consumidor, e, na construção desses investimentos, são as companhias e o governo.

Neste trabalho, é desenvolvida uma unidade piloto de sistema de reaproveitamento da energia (fóssil, térmica) para estudo e avaliação, no sentido de melhorar não só os processos produtivos (comércio, serviços e indústria), como também o conforto pessoal. Existindo o aumento sustentado das demandas de energia elétrica e térmica, há uma obrigação da melhoria na qualidade do fornecimento, utilizando fontes secundárias de energia, como o gás natural. A produção, consumo e administração das necessidades das energias elétrica e térmica, atenderão as instalações físicas compreendida pelo Laboratório de Controle e Instrumentação em Energia e Meio Ambiente, Oficina Mecânica do Laboratório de Energia Solar (LES) e o espaço do Instituto de Energias Sustentáveis (IES) compreendido pelo prédio da RECOGÁS, sala de Máquinas de Co-Geração e Laboratório de Combustão e Motores.

Neste estudo, a implementação visa avaliar os benefícios da autonomia e a redução dos custos do período dos picos de demanda quando comparados à eletricidade comprada da concessionária local.

O investimento apontado no setor elétrico é um sistema de geração distribuída com base em motores alternativos de ciclo *Otto* usando gás natural. O sistema a ser estudado é compreendido por um Motor de Combustão Interna (MCI) da *General Motor* GM 8.1L próprio para a queima com gás natural acoplado a um gerador de energia elétrica de fabricação nacional, da Marca Negrine com potência elétrica de 100 kVA. Constitui neste sistema uma unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito em série, cujo fluido de trabalho é o par água brometo de lítio ($\text{H}_2\text{O}-\text{BrLi}$).

O transporte de calor para a unidade de refrigeração por absorção citado acima, é proveniente do aquecimento do óleo mineral (o mesmo utilizado em transformadores de potência elétrica) pelo recuperador de calor, o qual troca calor com os gases de escapamento da combustão do MCI.

A unidade de geração como estudo inicial, irá distribuir energia elétrica para um protótipo de iluminação monofásico com lâmpadas de vapor de sódio (seis ao todo), três motores trifásicos, quatro bombas monofásicas para bombeamento dos fluídos do sistema de refrigeração mencionado e três circuitos monofásicos de reserva.

Neste trabalho, o sistema em estudo, denominado como sistema de cogeração é atrativo, principalmente pela redução de custos operacionais e sua confiabilidade, já que, o sistema de cogeração é auto-produtor de energia elétrica, obtido de equipamentos

reconhecidamente confiáveis e de combustíveis cujo fornecimento não está tão sujeito aos tipos de interrupções, que, em certos lugares, ocorrem no suprimento de energia elétrica.

O professor Newton Paterman Brasil (BRASIL, 2009) com sua vasta experiência e conhecimento do assunto observa que algumas empresas, mesmo não obtendo resultados representativos na redução dos seus custos e às vezes até aumentando, recorrem a cogeração a gás natural buscando beneficiar sua imagem junto ao mercado, mostrando-se como uma empresa moderna tecnologicamente e preocupada com conservação de energia com o meio ambiente.

Outro fator atrativo para este trabalho é o fator ambiental, já que a cogeração é considerada uma solução energética benéfica, na medida em que menos combustível fóssil é queimado para produzir a mesma quantidade de energia (elétrica e térmica), quando substituídos por termoeletricas convencionais. Deve-se resaltar que a utilização do gás natural, como combustível fóssil mais limpo comparado com os demais, torna-se também economicamente viável.

1.1 AS LEIS DAS CONVERSÕES ENERGÉTICAS

Uma das características principais do potencial energético é a sua possibilidade de converter energia em outra, de modo espontâneo ou intencional, adequando a alguma utilização desejada. Esses processos podem ser desenvolvidos e aperfeiçoados pelo homem, outros só são possíveis mediante processos naturais, como a conversão energética muscular. A Fig. (1.1) apresenta alguns processos de conversão (PROCEL/2006).

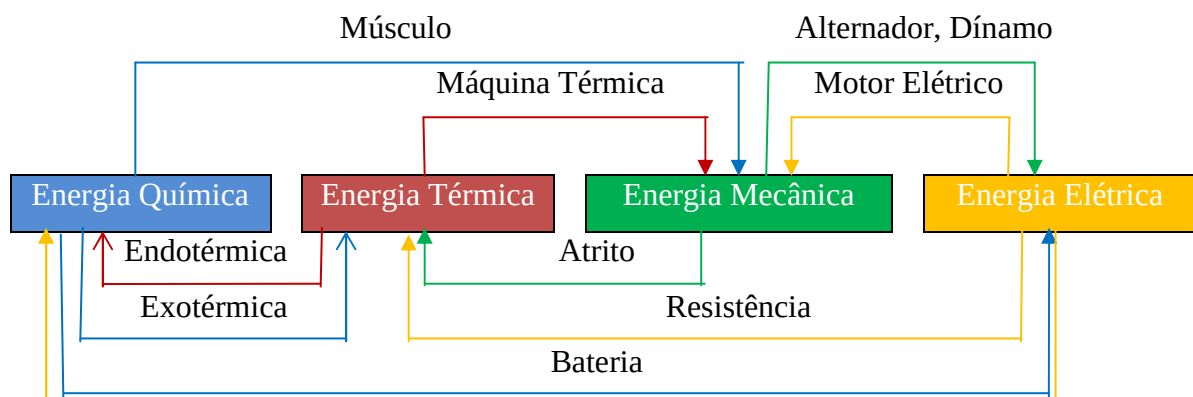


Figura 1.1 - Processos de conversão energética.

Todos os processos de conversão energéticos citados na Fig. (1.1) são desenvolvidos, estabelecidos, controlados e avaliados por duas leis físicas. A primeira é a Lei da Conservação de Energia, ou seja, a soma da energia e da massa do universo é uma constante. Para um determinado período de tempo, o somatório dos fluxos e armazenamento energético em um processo ou sistema é constante numa região limitada. Massa, calor e trabalho podem atravessar essa região limitada, e a massa contida nessa região, bem como suas propriedades, podem variar ao longo do tempo. A definição que apresenta várias entradas e saídas num volume de controle correspondente ao somatório dos termos associados a esses escoamentos, tendo uma forma final da primeira lei da termodinâmica definida como:

$$\begin{aligned} \frac{dE_{vc}}{dt} = \sum \dot{Q}_{vc} - \sum \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) \\ - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) \end{aligned} \quad (1.1)$$

É de grande interesse prático saber que o termo do lado esquerdo da Eq. (1.1) anula-se quando passa a considerar o processo em regime permanente, fazendo com que os fluxos na entrada e na saída sejam iguais e não haja estoque de energia.

A conservação de energia está implícita no enunciado da primeira lei da termodinâmica. Essa lei se baseia nos grandes experimentos de Joule na primeira metade do século XIX, não podendo ser obtida por nenhum outro princípio físico conhecido (ÇENGEL, 2006).

A segunda lei física do processo de conservação energética indica que, nos processos reais de conversão energética, sempre deve existir uma parcela de energia térmica como produto. Portanto, pode-se afirmar que há perdas térmicas num processo de conversão energética, somadas a outras perdas inevitáveis, decorrentes das limitações tecnológicas e econômicas dos sistemas reais, como: atrito; inércia e isolamento térmico.

Um conceito importante relacionado à dissipação e às perdas energéticas é a entropia, cuja variação permite medir a eficiência de um processo qualquer. A entropia num processo qualquer numa região limitada é calculada a partir de:

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_e \dot{s}_e - \sum \dot{m}_s \dot{s}_s + \sum \frac{\dot{Q}_{rl}}{T} + \dot{S}_{gerada} \quad (1.2)$$

No termo do lado esquerdo da Eq. (1.2), a taxa de geração de entropia associada à transferência de calor para o volume de controle, corresponde ao somatório das transferências de calor divididas respectivamente pelas temperaturas na superfície da região onde ocorrem as transferências de calor, somado com o somatório dos escoamentos que cruzam o volume de controle transportando uma certa quantidade de entropia (fluxo de entropia).

1.2 FUTUROS ENERGÉTICOS SUSTENTÁVEIS

Quando a demanda de um derivado de petróleo sobe ou cai desproporcionalmente, há o perigo da descompensação dos demais derivados. Persistindo o desequilíbrio por longo tempo, há um crescimento no custo e a necessidade do aumento da produção. Portanto, conclui-se que há necessidade de se ter um crescimento sustentável, já que a capacidade de suprir tal demanda por outro (derivado) encarece o produto, acarretando não só o aumento do derivado, como também o acréscimo da exploração. Figuram como pauta em congressos, revistas e outros meios de informações de cunho tecnológico e científico, discussões na comunidade internacional para suprir as necessidades da geração presente, sem afetar a habilidade das gerações futuras de suprir as suas. Com isso, busca-se uma preservação da biodiversidade e dos ecossistemas naturais para as próximas gerações, como também o uso eficiente dos recursos energéticos não renováveis disponíveis atualmente. Há interesse em promover a eficiência energética através de estímulo ao uso de processos de energia mais eficientes, à utilização de equipamentos mais modernos e à educação contra o desperdício sem comprometer a qualidade de vida.

Um exemplo da promoção da eficiência energética são as Pequenas Centrais Térmicas (PCTs) que podem utilizar as mais diversas fontes como recursos:

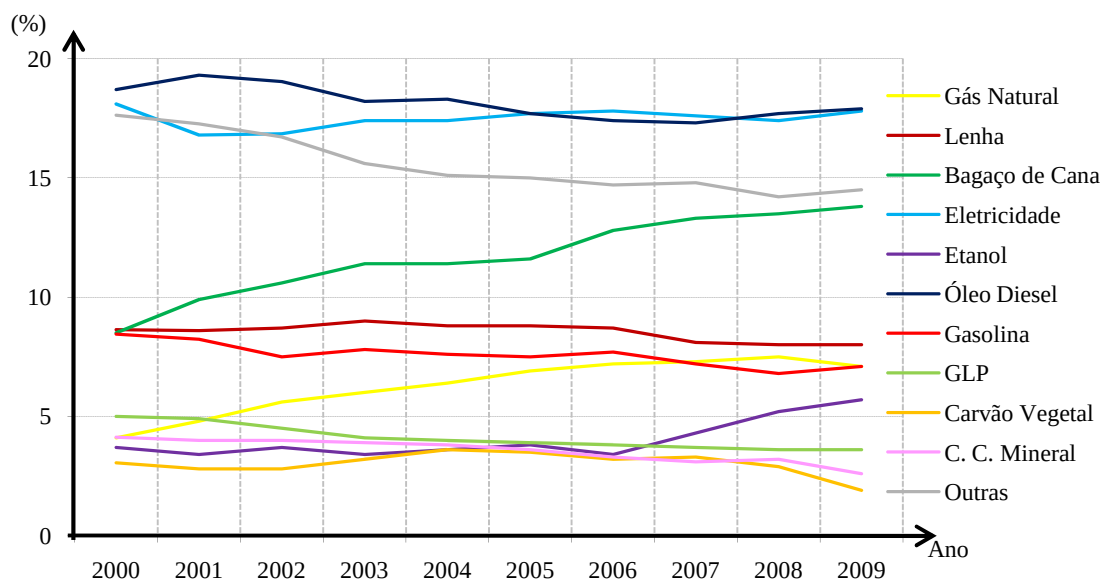
- Fósseis (gás natural e derivados de petróleo);
- Renováveis (biomassa de origem vegetal e animal, proveniente de resíduos de processos produtivos ou cultivados com o propósito específico de geração de energia elétrica);
- Advindos de processos químicos industriais (efluentes gasosos, enxofre, gás de alto forno e gás de processo).

A geração termelétrica implica, necessariamente, na disponibilização de calor residual, que pode ser aproveitado, ainda que parcialmente, em outros processos, por meio

da cogeração. Em 2004, a cogeração foi responsável pela oferta de 7,2% da energia elétrica consumida no Brasil (PAIVA, 2004). A expectativa para o crescimento da cogeração no Brasil concentra-se na indústria, com oportunidade de fazer uso de suas utilidades, eletricidade e calor, aumentando a rentabilidade do empreendimento, sem aumentar o impacto ambiental.

No contexto energético, a busca pelo aumento da eficiência na utilização como o emprego de recursos energéticos renováveis, é o aumento do interesse nas últimas décadas por tecnologias de sorção. Dentre várias razões, destaca-se a possibilidade de se utilizar fontes energéticas alternativas, tais como energias solar, geotérmica e residual de processos, para mover esses sistemas, como também a possibilidade de se utilizar fluidos refrigerantes alternativos aos gases cloro-flúorcarbono (CFC), prejudiciais à camada de ozônio. O Brasil é um dos países signatários do Protocolo de Montreal, e comprometeu-se a parar a produção de gases CFC, substituindo-os por fluidos refrigerantes alternativos.

A Figura 1.2 apresenta uma pesquisa do consumo energético pela empresa de Pesquisa Energética (EPE), ligado ao Ministério de Minas e Energia (MME) no período de dez anos. O gás natural, combustível utilizado para alimentar o MCI na realização deste trabalho, apresenta crescimento bem acentuado (saindo de 4,0% para 7,1%).



Fonte: EPE/MME - 2009

Figura 1.2 – Consumo energético no período de dez anos.

A geração e consumo de energia elétrica no gráfico da Fig. (1.2) apresenta-se como um dos maiores, visto que este insumo é empregado em todos os setores da economia.

A Figura 1.3, também do EPE/MME, vem reforçar o consumo do vetor energético da eletricidade exposto na Fig. (1.2), não só na indústria, como também no comércio, nas residências e em outros. Deve-se destacar o crescimento contínuo de todos os setores no decorrer dos anos de 2000 a 2009, em especial o da indústria, que teve crescimento bem significativo.

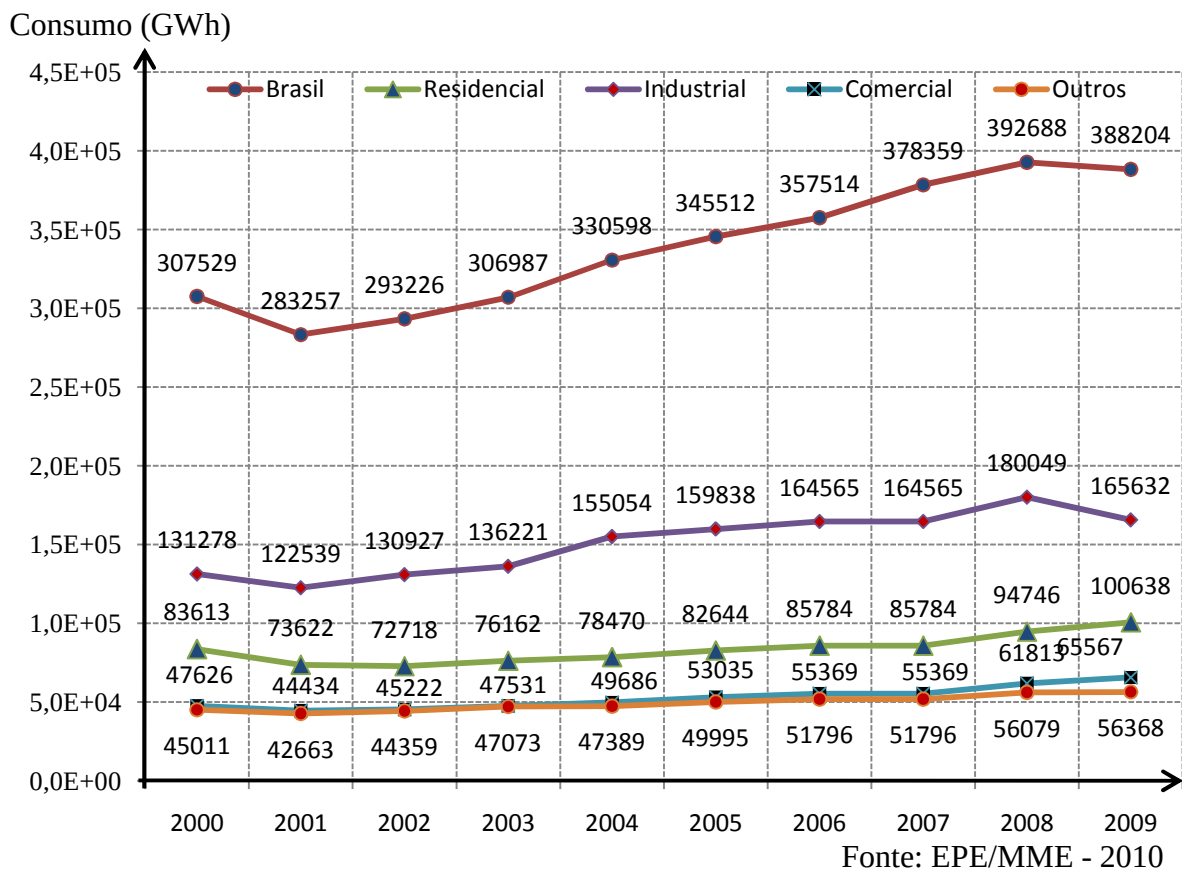


Figura 1.3 - Consumo total de energia elétrica em GWh nos dez últimos anos.

1.3 EFICIÊNCIAS ENERGÉTICAS

A partir da década de 70, os fundamentos do planejamento dominante ficam em prova (JANNUZZI, 1997), isso porque a tendência natural é ter necessidade de:

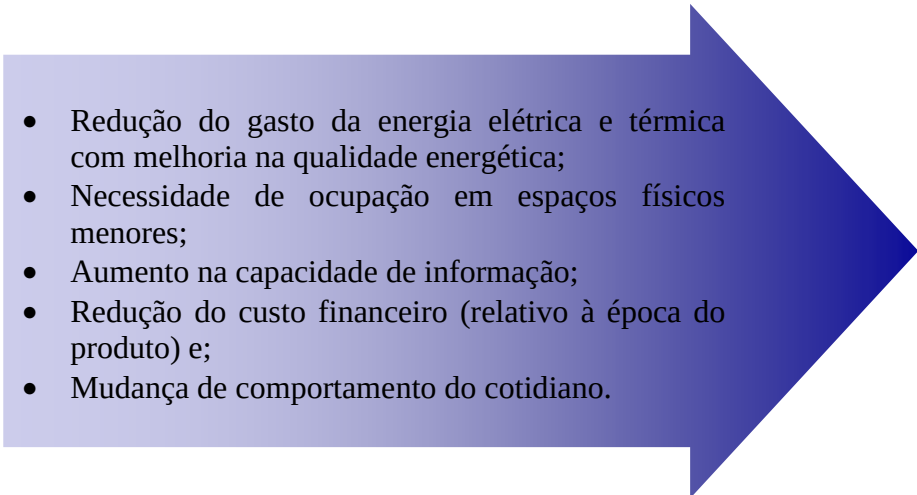
- 
- Redução do gasto da energia elétrica e térmica com melhoria na qualidade energética;
 - Necessidade de ocupação em espaços físicos menores;
 - Aumento na capacidade de informação;
 - Redução do custo financeiro (relativo à época do produto) e;
 - Mudança de comportamento do cotidiano.

Figura 1.4 – Melhorias no uso da energia.

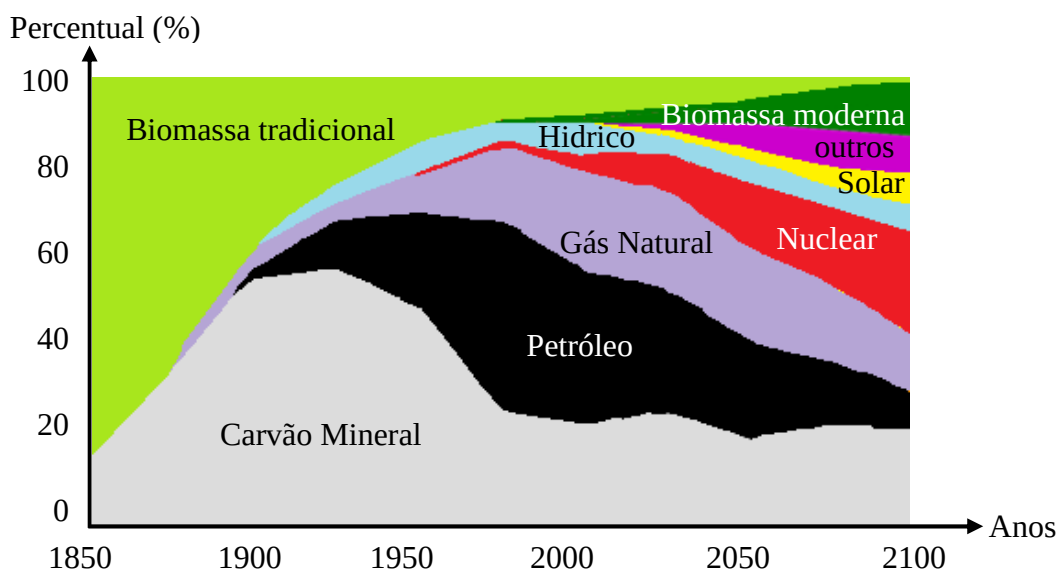
A Figura 1.4 apresenta a constatação das possibilidades técnicas de se continuar a oferecer os mesmos serviços com redução do uso da energia, não se atrelando, necessariamente, o crescimento econômico a um maior consumo energético. A eficiência energética tem como vantagem a de que é quase sempre mais barata que a produção de energia, mesmo apresentando custos elevados de capital nos investimentos em novas tecnologias eficientes. Sistemas e equipamentos possuem custos maiores do que aqueles que foram substituídos.

Segundo o norte americano David LePoire, da *Argonne National Laboratory*, a eficiência energética é a verdadeira arma secreta que a economia usou para suavizar o vício do combustível bruto.

Mais do que a opção pelo gás natural ou o aumento da produção de energia nuclear, as duas fontes de energia que, nos anos 1970, eram esperadas rapidamente para começar a substituir o combustível bruto no final do século XX, foi a eficiência energética dos consumidores finais da indústria, dos serviços e dos cidadãos que provocou a revolução.

A Figura 1.5 apresenta alguns tipos de fontes de energia desde o passado aos dias atuais e a perspectiva para os próximos cem anos, algo importante no desenvolvimento da sociedade moderna. Essa tendência feita por (NAKICENOVIC, 1998) analisa um período

de quatro mil anos. A lenha passou e continua a desempenhar seu papel como fonte de energia e outras fontes foram surgindo no decorrer dos anos, fazendo com que a oferta da biomassa tradicional caísse significativamente.



Fonte: NAKICENOVIC, 1998

Figura 1.5 - Evolução do consumo de energia mundial.

Os programas governamentais não priorizam a indústria, apesar de essa ser o maior consumidor de energia (CNI, 2009), já que responde por 40,7% de toda a energia consumida no Brasil (BEN, 2008). No entanto não existe uma política governamental de longo prazo específica para o uso eficiente da energia na indústria. Isso se reflete na baixa prioridade dos programas federais de eficiência energética, nos investimentos de fundos setoriais de eficiência energética e nas condições de financiamento. Os setores residencial, comercial e público, que têm recebido maior prioridade nas políticas governamentais, respondem apenas por 15,8% do total do consumo de energia no País.

Segundo a empresa de pesquisa energética (EPE, 2010), treze indústrias analisaram 217 projetos de eficiência energética, constatando uma economia de custo médio de R\$ 79/MWh. Considerando o custo marginal de expansão do sistema de energia elétrica estimado pela EPE em R\$ 138/MWh no Plano Decenal 2007/2016, a diferença entre estes dois valores é o ganho médio dos projetos. Caso o governo investisse na eficiência energética, a economia obtida iria possibilitar ao governo e ao empresário direcionar recursos para outras prioridades. Ações de eficiência energética agregam importantes ganhos sociais, ambientais e de competitividade.

1.4 OBJETIVOS DO TRABALHO

O objetivo do presente trabalho é desenvolver um estudo do sistema de cogeração com vista ao aproveitamento da energia térmica dos gases de exaustão do grupo motor/gerador num sistema de refrigeração de absorção de duplo efeito em série e reaproveitamento desses gases para vapor de processo, como também a utilização da energia elétrica gerada pelo gerador síncrono. Nesse sentido, tanto a energia elétrica que alimentará algumas cargas elétricas, como o gás fornecido ao protótipo da máquina de refrigeração, possibilitará traçar parâmetros da energia do sistema como o todo que viabilizará informações técnicas necessárias para a utilização dessa oferta de energia na demanda de energia, tanto térmica como elétrica do LES as quais atualmente são alimentadas pela concessionária local.

1.5 ESTRUTURAS DOS CAPÍTULOS

No primeiro capítulo, além de informações e questionamentos que levaram à motivação da realização deste trabalho, destaca-se a relevância da energia como vetor principal no convívio do ser humano. Tanto a conservação de energia como a qualidade de energia são fatores primordiais no estudo da sustentabilidade energética.

Já no segundo capítulo, destaca-se o processo termodinâmico no qual ocorre a produção simultânea e seqüencial de energia elétrica ou mecânica e energia térmica útil, a partir de uma única fonte conceituada como cogeração. É realizada revisão bibliográfica dos atuais sistemas de cogeração de forma sucinta e seu estado da arte, com alguns projetos desenvolvidos no Brasil que envolvem a utilização do MCI, como também microturbinas. Os trabalhos destacados neste capítulo apenas informam de forma sucinta, sem aprofundar em questionamentos sobre esses (trabalhos), já que o interesse neste capítulo é apenas de divulgar trabalhos semelhantes ao deste.

No capítulo três, há uma rápida abordagem sobre cogeração e seus tipos de tecnologias empregadas, bem como a discussão de todo o sistema a ser desenvolvido neste trabalho, como o MCI, os motores elétricos, o inversor de frequência, o recuperador de calor e o gás natural.

O capítulo quatro apresenta os componentes elétricos e térmicos a serem utilizados para medição, bem como os ensaios necessários à obtenção de parâmetros para os cálculos de energia de todo o sistema. São feitos os equacionamentos a partir do balanço da energia térmica para o recuperador de calor, bem como o cálculo do arrefecimento do motor e perdas por radiação.

No capítulo cinco e último, são apresentados os resultados obtidos do projeto de sistema de cogeração, fazendo as análises necessárias e conclusões dos estudos realizados, com recomendações para trabalhos futuros e perspectivas sobre utilização do gás natural na aplicação de força motriz.

No apêndice são fornecidas informações de dados técnicos do grupo motor gerador da Heimer que são necessários nos cálculos do ciclo *Otto* e potência elétrica.

CAPÍTULO 2

SISTEMA DE COGERAÇÃO E ESTADO DA ARTE

A tecnologia do sistema combinado eletricidade e calor têm sido nos dias de hoje, assunto de interesse crescente entre os consumidores de energia, os reguladores, os legisladores e os fornecedores. Também chamado de cogeração, o sistema torna-se posicionamento estratégico das unidades geradoras de energia elétrica e térmica em proximidades das instalações do cliente, fornecendo *in loco* as necessidades energéticas.

A definição de cogeração foi oficialmente estabelecida na legislação brasileira através da resolução número 21 de 20 de janeiro de 2000 da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL). Já existe uma nova resolução normativa de número 235 de 14 de novembro de 2006, artigo três, inciso I da mesma agência, redefinida como:

“Cogeração: processo operado numa instalação específica para fins da produção combinada das utilidades calor e energia mecânica, esta geralmente convertida total ou parcialmente em energia elétrica, a partir da energia disponibilizada por uma fonte primária.”

O sistema de cogeração oferece energia e benefícios ambientais em relação aos sistemas elétricos e térmicos, já que há produção simultânea térmica e elétrica, e os níveis de combustíveis da alimentação do sistema produzem teor de poluentes menores. Esses fatores fazem com que a eficiência energética melhore com potencial para uma ampla gama de aplicações.

As unidades de cogeração podem ser, estrategicamente, localizadas no ponto de uso de energia. Essa geração local evita a transmissão e as perdas de distribuição associadas com energia elétrica comprada pela rede de estações centrais. O sistema é

versátil e pode ser acoplado às tecnologias existentes, sendo planejado para diversas aplicações nos setores industrial, comercial e residencial.

2.1 COGERAÇÃO NO CONTEXTO HISTÓRICO

O desenvolvimento energético racional na produção encontra-se presente há séculos, tendo como referencia James Watt, que, após receber uma máquina a vapor de Newcomen¹ para ser consertada (ver Fig. (2.1)), em 1763, proporcionou maiores avanços na concepção de sistemas mais eficientes, fato que propiciou o início do interesse por melhorar o rendimento das máquinas. Watt realizou diversos ensaios para quantificar o aproveitamento útil da energia fornecida pela queima do carvão (BARJA, 2006).

A partir de Watt, proporcionando adaptações na máquina, o rendimento melhoraria com reaproveitamento do calor (patenteando a primeira máquina a vapor em 1781) e sendo um dos primeiros conceitos dados à cogeração. Doravante, o uso simultâneo da energia elétrica ou mecânica e energia térmica numa mesma instalação denominaram-se sistema de cogeração. Esse termo (cogeração) passou a ter destaque na comunidade mundial na década de 1970, com as duas crises mundiais, em que houve a necessidade da racionalização e foi necessário procurar outros meios que possibilitassem a independência do petróleo. Entre as várias preocupações surgidas na época, a eficiência energética no uso adequado da energia foi um dos estudos a serem realizados com vistas à redução de custos na obtenção de energia. O sistema de cogeração tem uma filosofia de uso adequado de energia com eficiência, já que temos reaproveitamento de energia.

¹ Motor atmosférico inventado por Thomas Newcomen em 1712, conhecido como Motor de Vapor de Newcomen (ou simplesmente motor de Newcomen). Era o primeiro dispositivo prático para aproveitar o poder de vapor na produção de trabalho mecânico.

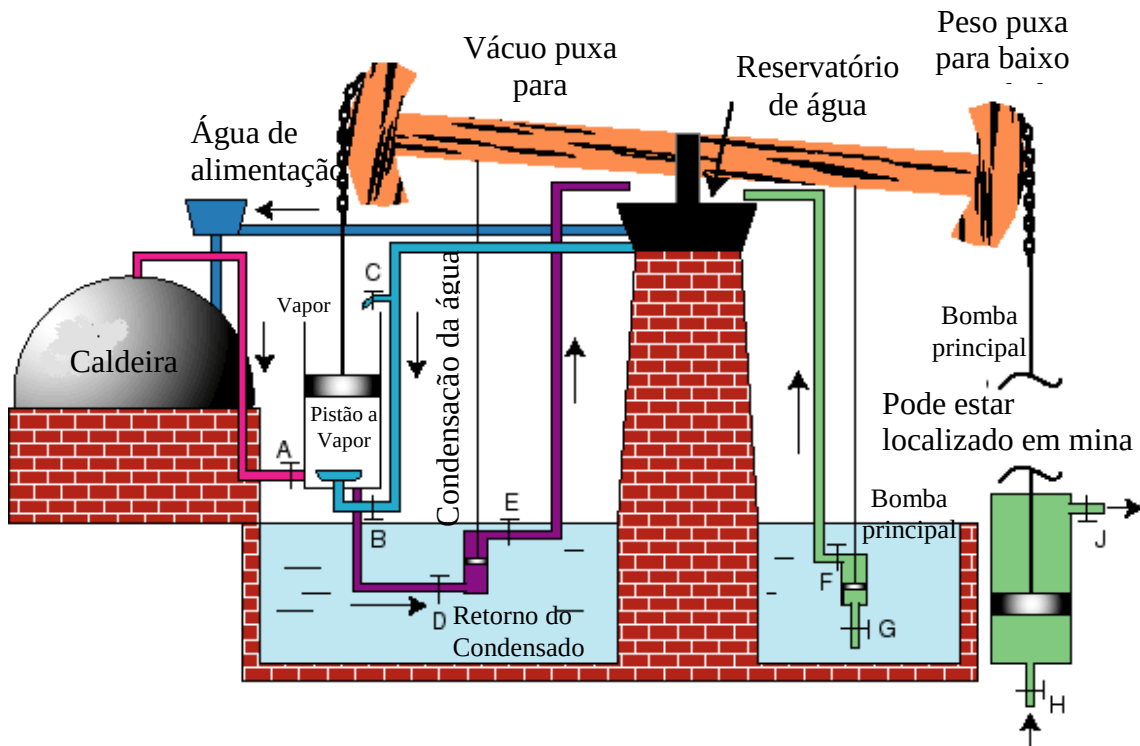


Figura 2.1 – Descrição do motor atmosférico de Newcomen, de aproximadamente 1760.

Na Figura 2.2, é apresentada a relação entre custo e economia de energéticos. Observa-se que, à medida que há economia energética, os ganhos tendem a aumentar, já que os custos diminuem.

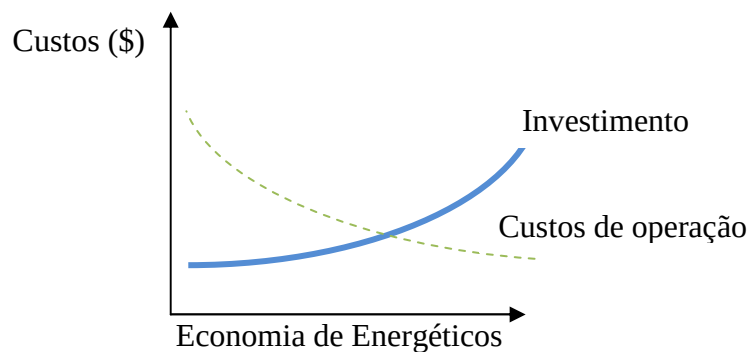


Figura 2.2 - Investimento energético com eficiência.

Os primeiros sistemas de cogeração instalados no mundo datam aproximadamente de 1880, já que, à época, o fornecimento de energia elétrica proveniente de centrais elétrica era escasso por falta de rede elétrica, sendo necessárias instalações de centrais de geração de energia próprias. Essas centrais de geração de

energia conhecida como sistemas de cogeração atualmente, eram classificadas como tecnologias de geração. Já no século XX, os sistemas de cogeração chegaram a representar 50% de toda a energia elétrica gerada nos Estados Unidos.

Atualmente há um interesse expressivo no sistema de cogeração, principalmente devido a maior eficiência obtida ao se associar a geração elétrica e térmica em uma única matriz energética alimentada por uma fonte de energia limpa, como é o caso do sistema em estudo que utiliza o gás natural como combustível energético.

Diversos países da Europa desenvolveram programas de incentivo à cogeração. Itália e Espanha estão entre os maiores fabricantes de cerâmica, e a maior parte de suas fábricas opera com sistemas de cogeração. Na Dinamarca, cerca de 28% dos fabricantes de cerâmica são de cogeração e todo emprego de novas unidades de energia só poderá ser feito por meio de sistemas de cogeração ou pela utilização de fontes renováveis, como a energia solar (BORBA, 2002).

2.2 SISTEMAS DE COGERAÇÃO

A cogeração, numa produção simultânea e seqüencial de duas ou mais utilidades a partir da energia disponibilizada por um ou mais combustíveis para um dado processo industrial de produção, apresenta-se como uma alternativa, tendo a vantagem do uso racional de combustível.

Na Figura 2.3, são representados dois sistemas que apresentam valores percentuais de geração de energia. Observa-se que, para ambos, a quantidade de combustível é a mesma.

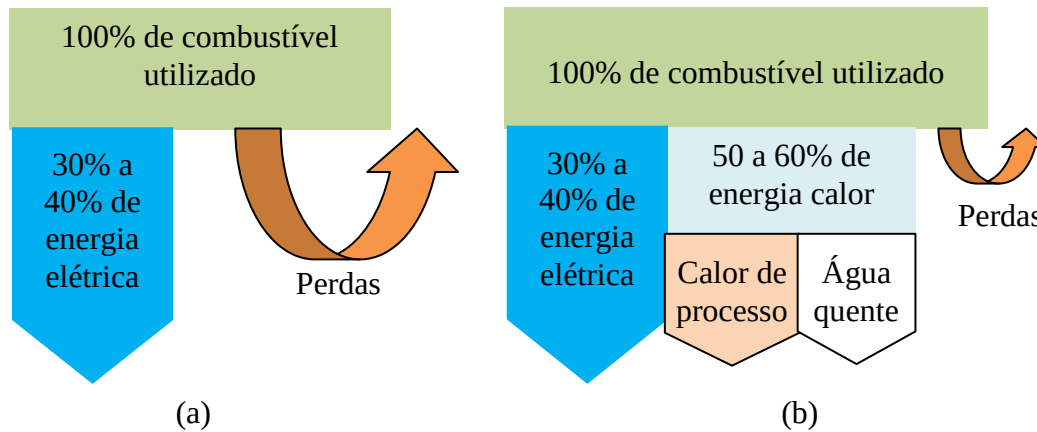


Figura 2.3 – Estruturas de energia, em que: (a) não há reaproveitamento do calor, e (b) há reaproveitamento de calor.

A Figura 2.3a estrutura a geração de energia acionada por um combustível. Por mais eficiente que seja um gerador termelétrico, a maior parte da energia contida no combustível usado para seu acionamento é transformada em calor e perdida para o meio-ambiente. Trata-se de uma limitação física que independe do tipo de combustível (diesel, gás natural, carvão, etc.) ou do motor (a explosão, turbina a gás ou a vapor etc.). Por essa razão, no máximo 40% da energia do combustível do diesel usado em um gerador podem ser transformados em energia elétrica.

Para esse problema, o rendimento dado seria de:

$$\eta_{gerado} = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia total}} \quad (2.1)$$

A Figura 2.3b mostra o desenvolvimento da tecnologia por cogeração, em que o calor produzido na geração elétrica é usado no processo produtivo sob a forma de vapor. Muitas indústrias e prédios comerciais necessitam de calor (vapor ou água quente), sendo esse tipo de tecnologia mais viável.

A vantagem dessa solução é que o consumidor economiza o combustível de que necessitaria para produzir o calor do processo. A eficiência energética é, desta forma, superior, por tornar útil até 85% da energia do combustível.

2.2.1 Análise Energética do Sistema

Os principais componentes do sistema a ser instalado no IES/LES (grupo motor-gerador e sistema de refrigeração) apresentam uma análise energética baseada nos ensaios realizados, sendo introduzidas em alguns casos informações suplementares necessárias à execução dos cálculos. Uma dessas informações suplementares são os valores tabelados das massas específicas dos fluídos: de óleo (de acordo com a temperatura em que se encontra o fluído); dos gases de escape (referente aos vapores de processos) na saída da tubulação de descarga do motor e; do arrefecimento do motor. O óleo utilizado tem como finalidade a troca de calor com os gases de escape no recuperador de calor. O valor da energia elétrica gerada pelo alternador síncrono (gerador) é fornecido pelo fabricante. As cargas elétricas utilizadas nos ensaios, servirão para demonstrar o fornecimento normal de energia elétrica, sem perturbações, pelo sistema de cogeração.

Serão medidas em pontos estabelecidos, as temperaturas de todos os fluídos existentes no sistema com termopares em tempos estabelecidos. Com isso, poderá traçar o perfil do regime de funcionamento do sistema de cogeração, bem como, valores iniciais e finais da temperatura de seus componentes.

As velocidades, parâmetros essenciais no equacionamento das vazões dos fluídos, serão medidas a partir de equipamentos adequados para determinado tipo de fluído. No caso específico do fluído a óleo, a medição será feita por um ultra som, que fornecerá a velocidade desse fluído.

O principal objetivo viável à instalação do sistema pretendido deve ser a redução do consumo global da instalação, no entanto, o estudo sobre a viabilidade econômica neste trabalho não é discutido.

A quantidade de variáveis que influem na análise energética é grande. Além disso, as variáveis não dizem respeito apenas a um componente específico (motor, gerador, sistema de refrigeração), mas são funções das condições de operação de outros módulos dos quais provêm ou para os quais se dirigem os fluxos de energia e massa, por exemplo.

As seguintes equações podem ser utilizadas para a análise energética do sistema:

$$E_{comb} = Q_{comb} \cdot PCI^2 \quad (2.2)$$

$$\eta_{rec} = \frac{E_{rec}}{E_{comb}} \quad (2.3)$$

$$\eta_{ger} = \frac{E_{ger}}{E_{comb}} \quad (2.4)$$

$$\eta_{global} = \eta_{rec} + \eta_{ger} \quad (2.5)$$

A Tabela 2.1 faz comparativos de alguns tipos de sistemas de cogeração apresentando suas vantagens e desvantagens (CHPTech, 2002). Essa tabela possibilita a melhor escolha da tecnologia a ser utilizada no processo de cogeração ao qual se adequa. Já a Tab. (2.2) apresenta um quadro resumo das principais características operacionais e custos típicos dos diversos tipos de sistemas de cogeração (CHPTech, 2002).

² Poder Calorífica de Combustível

Tabela 2.1 – Vantagens e desvantagens dos diferentes tipos de sistemas de cogeração.

Tecnologia	Vantagens	Desvantagens
Turbinas a gás	Confiabilidade elevada; emissões poluentes baixas; calor a temperaturas elevadas (500-600°C); não necessita de refrigeração.	Operação com gás a alta pressão; rendimento reduzido a carga parcial; potência de saída diminui com o aumento da temperatura ambiente; ineficiente em processos com poucas necessidades térmicas.
Motores de explosão a GN e combustão interna	Rendimento elétrico elevado; bom desempenho com carga parcial; arranque rápido; energia térmica a dois níveis de temperatura - gases de escape e arrefecimento do motor; manutenção no local com pessoal não especializado; operação com gás a baixa pressão.	Custos de manutenção elevados; calor de baixa temperatura; necessita de refrigeração; emissões poluentes relativamente elevadas; ruído de baixa frequência.
Turbinas a vapor	Rendimento global elevado; operação com diversos tipos de combustível; grandes quantidades de calor disponíveis; vida útil e fiabilidade elevada; vapor a alta pressão.	Arranque lento; rendimento elétrico baixo.
Microturbinas	Dimensões compactas; peso reduzido; emissões poluentes baixas ; não necessita de refrigeração.	Custos elevados; calor de baixa temperatura; tecnologia em maturação.
Célula a combustível	Emissões poluentes baixas; ruído baixo; não tem peças rotativas; modularidade;	Custos elevados; confiabilidade incerta; tecnologia em maturação; necessidade de pré-processamento do combustível (excepto hidrogénio puro).

Tabela 2.2 – Características de Tecnologias implementadas na cogeração.

Tecnologia:	Turbina	Motores de	Motores de	Turbinas
Parâmetro:	a Gás	explosão a GN	combustão interna	a vapor
Rendimento elétrico (%)	15 - 35	22 - 40	25 - 45	10 – 40
Rendimento térmico (%)	40 - 60	40 - 60	40 - 60	40 – 60
Rendimento Global (%)	60 - 85	70 - 80	70 - 85	60 – 85
Potencia típica (MWe ³)	0,2-100	0,05 - 5	0,015 - 30	0,5 – 100
Desempenho carga parcial	Mau	Médio	Bom	Bom
Uso do Calor	AQ ⁴ , VAP ⁵ e VBP ⁶	AQ e VBP	AQ e VBP	VAP e VBP
NOx (kg/MWh total)	0,2 - 2	0,5	1 - 14	0,9

Um destaque para as tecnologias apresentadas na Tab. (2.1) é a célula a combustível, que apresenta baixo ruído e não têm peças rotativas como as demais citadas na tabela. Em contra partida, as células a combustível apresentam desvantagens de confiabilidade por ainda encontrar-se em maturação.

A Tabela 2.2, na coluna dos motores de explosão a gás, tem os três melhores rendimentos (elétrico, térmico e global) entre as outras tecnologias apresentadas. Observa-se que o rendimento individual para cada tipo de energia (elétrica e térmica) é inferior ao rendimento quando se trata do conjunto do sistema de cogeração (rendimento global) para todas as tecnologias apresentadas na Tab. (2.2).

Para a emissão dos gases poluentes, o NOx de 0,5 emitido na combustão do gás natural é um dos menores, classificando-o como um dos menos poluentes. A água quente (AQ) e vapores de baixa pressão (VBP) são características também dos motores a GN.

³ MWe – Megawatt efetivo;

⁴ AQ – água quente;

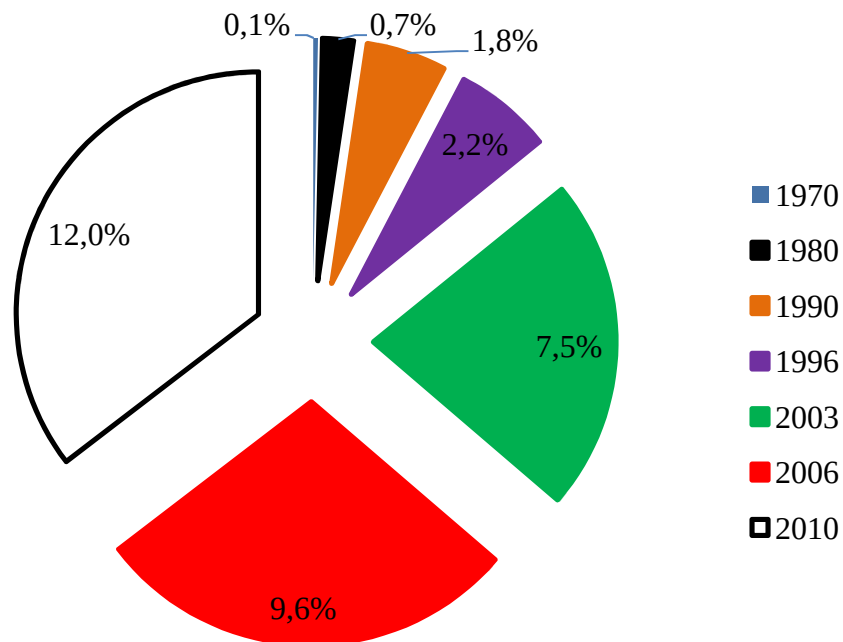
⁵ VAP – vapor a alta pressão;

⁶ VBP – vapor a baixa pressão.

2.3 ESTADO DA ARTE

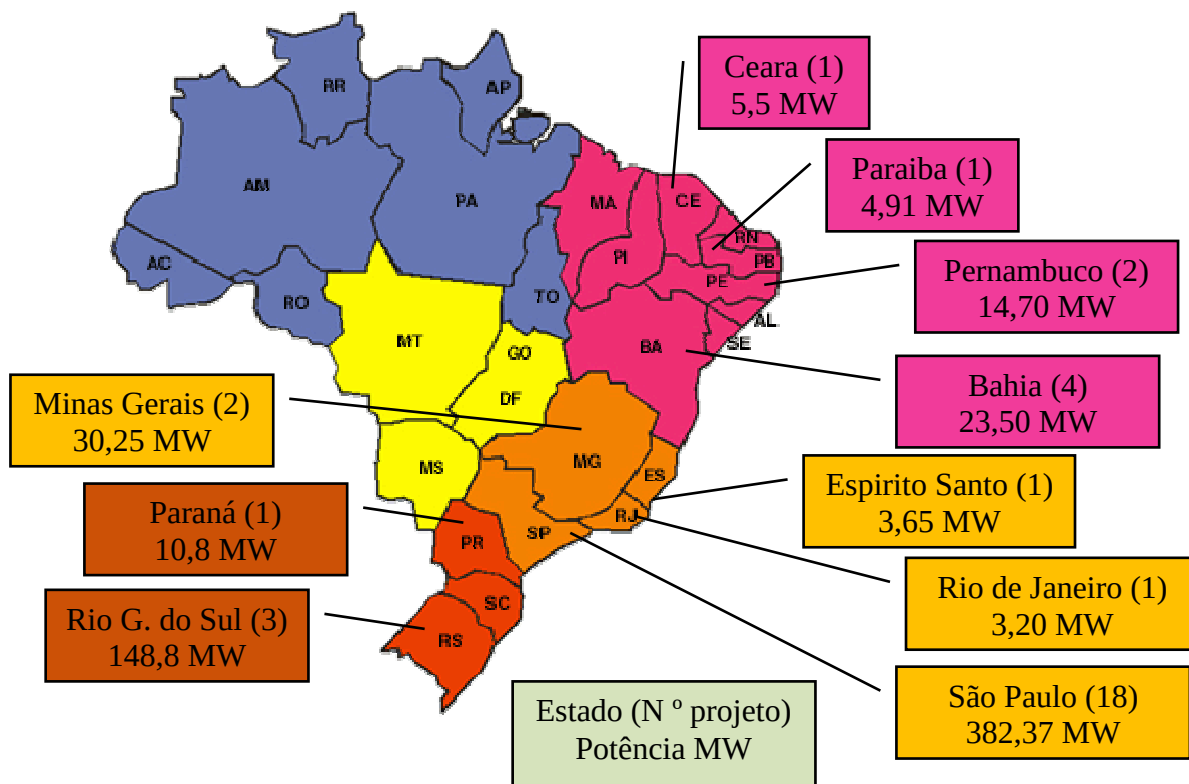
Há vários trabalhos desenvolvidos em sistemas de cogeração no mundo, enfocando estudo de casos, pesquisas de novas tecnologias em equipamentos, metodologias para otimização dos sistemas de cogeração com análises tanto do ponto de vista técnico como do econômico.

Aqui no Brasil, no final da década de 1980, com a construção da rede de gasodutos e das descobertas das reservas de petróleo e gás localizados na Bacia de Campos é que esse energético expandiu (VAZ, 2008), possibilitando a chegada do gás natural em vários estados do país. Outro fator que impulsionou o uso do gás natural no país é a ocorrência do racionamento de energia elétrica em 2001, conhecido com jargão de “apagão”. Na época, foi implantado o Programa Prioritário de Termoeletricidade (PPT) pelo governo federal, priorizando a utilização do gás natural para a geração de eletricidade nas novas usinas termelétricas. Ao todo, quarenta e nove projetos térmicos, dentre eles quarenta e três direcionados ao consumo do gás natural como combustível, com potência instalada prevista total de 17.105 MW (15.319 MW para o gás natural) (MME, 2002). O gráfico da Fig. (2.4) apresenta a meta do governo federal na participação do gás natural na matriz energética, e a Fig. (2.5), os projetos de cogeração em todo o Brasil do PPT que seriam instalados na época de sua implantação.



Fonte: MME, 2007

Figura 2.4 – Desenvolvimento da participação do GN na matriz energética brasileira.



Fonte: Câmara de Gestão da Crise de Energia Elétrica – GCE/2002

Figura 2.5 – trinta e quatro projetos de cogeração no Brasil, num total de 528, 13 MW.

Deve-se considerar também, para o impulso da utilização do gás natural, o atual aumento do preço do petróleo, com conseqüências no aumento dos custos da energia, e o desenvolvimento de novos estudos e negócios no setor de geração de energia elétrica no país.

2.3.1 Projetos Desenvolvidos

O trabalho de COSTA *et al.* (2003) realizou um estudo de caso numa indústria com a finalidade de se estudar a viabilidade termoeconômica da utilização de um sistema moto-gerador como um sistema de cogeração. Foi realizada uma auditoria energética na empresa em que se analisaram: características do sistema elétrico e térmico atual; o mercado energético brasileiro; a legislação sobre sistemas cogeneradores e as perspectivas da empresa em relação à expansão de seu parque industrial. O estudo resultou numa proposta de utilização de um sistema moto-gerador, adquirido no período

de crise energética brasileira em 2001, como um sistema compacto de cogeração do tipo *topping*.

Através de uma análise termo econômica, foi possível concluir que atualmente só existe uma configuração de sistema cogrador factível na empresa estudada. Neste sistema, a única forma de calor recuperado é a originária dos gases de exaustão do motor. A energia proveniente da água da jaqueta do motor para o sistema escolhido não será aproveitada por não ter aplicação atualmente. Contudo há projetos de expansão do parque industrial da indústria estudada, o que poderá vir a justificar a implantação de uma segunda proposta que contempla o aproveitamento tanto dos gases de escape como da água de arrefecimento do motor, otimizando o uso energético do combustível utilizado no motor.

As duas propostas de interligação elétrica do sistema de cogeração na empresa, com a implementação do projeto de expansão do parque industrial, mostram viabilidade nos aspectos: técnico; econômico; ambiental; e estratégico. Como a tensão de trabalho do gerador e dos bancos resistivos instalados atualmente é distinta, foi necessário estudar maneiras de interligar estes elementos. A diferença entre as duas propostas elétricas está exatamente na maneira de compatibilizar a tensão de trabalho do gerador com a dos bancos resistivos.

A primeira proposta sugeriu a substituição dos bancos de resistências existentes que serão alimentados pelo gerador, por outros de igual potência que trabalham com tensão de 480 V (compatível com o gerador) ao invés de 380 V. Na segunda proposta, optou-se pela utilização de um transformador abaixador para compatibilizar a tensão de saída do gerador com a tensão de operação dos bancos resistivos já instalados (tensão nominal de 380 V), não havendo a necessidade de substituição desses bancos.

A proposta de interligação que utiliza o transformador abaixador é melhor estrategicamente do que a proposta que substitui o banco de resistências, pois possibilita que os bancos resistivos sejam atendidos pela concessionária em caso de pane ou manutenção no sistema de cogeração. Entretanto, ela demanda um investimento maior por parte da empresa. A diferença de investimentos não é significativa para justificar que se escolha a interligação que substitui os bancos de resistências. O sistema cogeração proposto, para as duas alternativas de interligação elétrica dele, apresentou tempo de retorno do investimento inferior a cinco meses, justificando a implementação do projeto. Estrategicamente, o sistema de cogeração proposto mostra-se como uma opção para a geração de energia elétrica e térmica para a empresa.

A proposta de sistema de cogeração utilizando MCI a gás natural, visando aperfeiçoar a utilização da energia primária foi apresentada por SANTOS *et al.* (1997), que desenvolveram uma avaliação técnico-econômica da aplicação da cogeração no Hospital das Clínicas da Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP). Os estudos realizados consideraram seis arranjos diferentes de aplicação, utilizando motores de combustão interna a gás natural, todos dimensionados para atender à demanda de base de eletricidade do hospital. Através de várias análises econômicas, determinaram qual o melhor sistema. Por fim, os autores elencaram algumas barreiras ao desenvolvimento da cogeração no Brasil e suas perspectivas.

SILVEIRA *et al.* (1997) analisaram a cogeração utilizando dois motores diesel. Vários parâmetros foram avaliados, como eficiência de geração de energia elétrica, calor e rendimento global do sistema. O estudo se diferencia por avaliar o aproveitamento de calor, através de trocadores de calor do tipo tubo e carcaça convencionais, e outros do tipo tubos de calor, que têm uma eficiência de troca muito maior. O artigo apresenta também uma metodologia interessante para anualização dos custos de produção de energia elétrica e água quente, concluindo com uma avaliação econômica dos arranjos desenvolvidos com cada motor.

SHIMITIZU *et al.* (2002) analisaram o ciclo termodinâmico com extração de vapor com auxílio do programa IPSEPro. De início, os autores analisaram um ciclo simples de cogeração em outras ferramentas computacionais. A escolha do programa IPSEPro para a análise de sistemas de cogeração foi justificada pela qualidade e quantidade dos resultados obtidos por tal programa. O sistema de cogeração em estudo foi considerado em escoamento de regime permanente e que não há perdas de calor nas tubulações e componentes do sistema.

Um modelo estatístico proposto (BALESTIERI, 1997) considera as decisões tomadas em períodos anteriores, baseado em redes de grafos generalizados para o planejamento da expansão de centrais de cogeração. O modelo considera vários fatores que influenciam o processo de cogeração, tais como: preço e disponibilidade das fontes de combustível; variação das demandas de energia térmica e eletromecânica; e aparecimento de novas tecnologias de geração. A aplicação prática dessa modelagem ainda não está disponível, sendo objeto de trabalho seguinte para sua junção a modelos de projeto já existentes, bem como a modelos de simulação operacional em cargas parciais, permitindo assim uma visão global da cogeração.

Com uma apresentação rápida e sucinta sobre as tecnologias para controle e redução da emissão de poluentes, AVELLAR (1997) avalia a influência sobre o custo de geração de energia, abordando a questão do NOx. Nesse estudo, são comparados os custos de geração com gás natural, que mantém as emissões dentro dos níveis aceitáveis pela legislação atual, e o biogás, cujas emissões ultrapassam tais limites. Portanto, para comparação dos custos, para o biogás, foram especificados queimadores de baixo NOx. Os resultados mostram que, pela diferença de preço entre os dois combustíveis, a energia gerada com o biogás fica mais barata do que a gerada com gás natural, e o investimento na tecnologia de redução de NOx para o biogás retorna no oitavo ano.

ZHAO *et al.* (2008) analisaram o coeficiente de utilização num sistema de cogeração a gás natural. Esse coeficiente é utilizado como critério para melhoria e desempenho da produção. O sistema não só irá fazer a construção do gaseificador simplificado e reduzir os investimentos, mas também aumentar a eficiência de utilização do carvão e reduzir a poluição do meio ambiente. A ênfase do trabalho é o estudo da vaporização do carvão e sua combustão na caldeira. O consumo de carvão e da carga bruta do coeficiente em estudo são disponíveis do sistema de cogeração e calculados em diferentes níveis de temperaturas. Esse consumo é realizado para três tipos de carvão. Os autores concluem que o consumo de carvão bruto do sistema atinge um valor mínimo e o coeficiente de utilização de energia atinge valor máximo quando alguma quantidade do carvão em estudo é alimentada à caldeira.

A utilização do gás natural como fonte permanente para geração de energia numa micro-turbina de 28 kW operando no modo cogeração para a produção de água quente e vapor para futura produção de água gelada, utilizando um sistema de refrigeração de absorção água-amônia foi apresentada com resultados teóricos e práticos por ROMANOS *et al.* (2005). O sistema de cogeração em estudo é tecnicamente viável, chegando a demandas térmicas superiores a 32 kW de carga de refrigeração.

O desempenho de uma nova configuração de micro-cogeração em turbina a gás num sistema de trigeração (sistema que produz calor, frio e eletricidade de forma integrada por fontes de queima de combustível), sendo um sistema de refrigeração a vapor de exaustão e um gerador de vapor num recuperador de calor é estudado por AMERI *et al.* (2010). Um ciclo de uma micro-turbina a gás produz 200 kW de energia e gases de escape que são utilizados num Gerador Recuperador de Calor de Vapor (GRCV) que fornece fluxo de vapor no sistema de refrigeração para produzir frio no verão. No inverno, esta parte do vapor saturado é usada para aquecimento. Neste trabalho, os autores avaliaram o desempenho

do sistema em relação ao Fator de Utilização de Energia, eficiência térmica, a relação da potência líquida de evaporação do refrigerador e a energia para aquecimento. Foi demonstrado que o sistema de cogeração usado chega a ter uma economia de 23% no verão até 33% no inverno de combustível, em comparação à produção separada de aquecimento, arrefecimento e eletricidade. A análise exergética do sistema também foi feita, sendo demonstrado que a câmara de combustão e o GRCV são reconhecidos como as maiores fontes de perdas de exergia respectivamente.

2.4 COGERAÇÃO / TRIGERAÇÃO

Trigeração é um sistema que produz calor, frio e eletricidade de forma integrada por fontes de queima de combustível, tais como carvão, gás natural e combustíveis de biomassa. Após a geração de eletricidade pela queima de combustíveis, o fluxo de calor ainda tem alto valor energético. Antes de descarregar, o calor restante pode ser usado para produzir vapor ou água quente ou pode ser usado para chillers de adsorção de energia que fornecem refrigeração para os usuários finais. O sistema de trigeração é atraente devido à sua alta eficiência de produção de utilidade. A eficiência global é mais de 70% na utilização de combustível, o que é significativamente maior do que aqueles que utilizam técnicas tradicionais de produção de utilidade (FRANÇA, 2008).

A trigeração geralmente é eficiente e ambientalmente desejável, como também mais adequada, na implementação de sistema de geração distribuída. A Fig. (2.6) apresenta diagrama esquemático de um sistema trigeração simplificado utilizado na produção (LAI, 2010). No sistema apresentado, a alimentação elétrica se faz tanto pelo sistema de trigeração, como também pela rede convencional, isso dá uma autonomia de funcionamento no período de demanda. Para a parte de calor e frio, o sistema de trigeração utiliza o vapor residual.

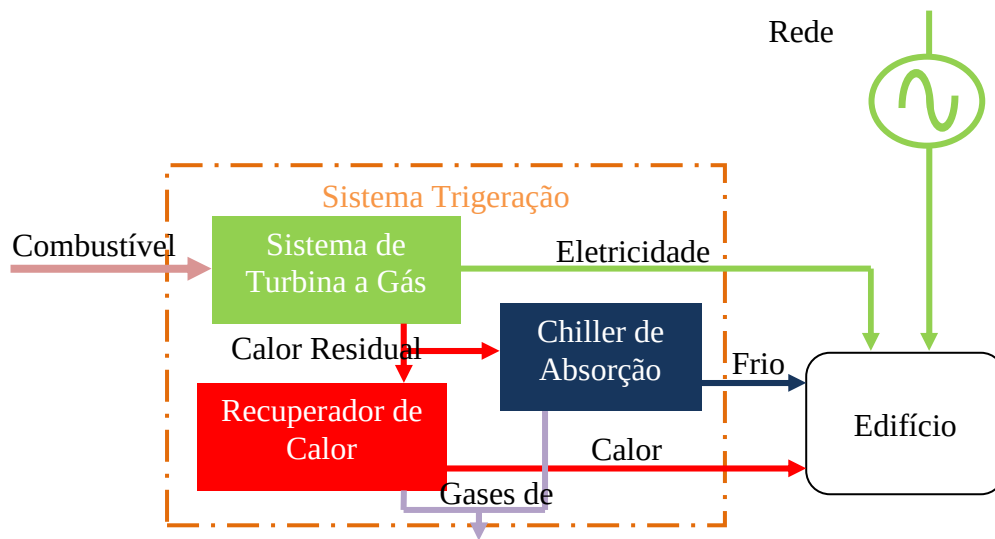


Figura 2.6 – Diagrama esquemático do sistema trigeração simples alimentando uma edificação.

2.5 TECNOLOGIAS USADAS NA COGERAÇÃO

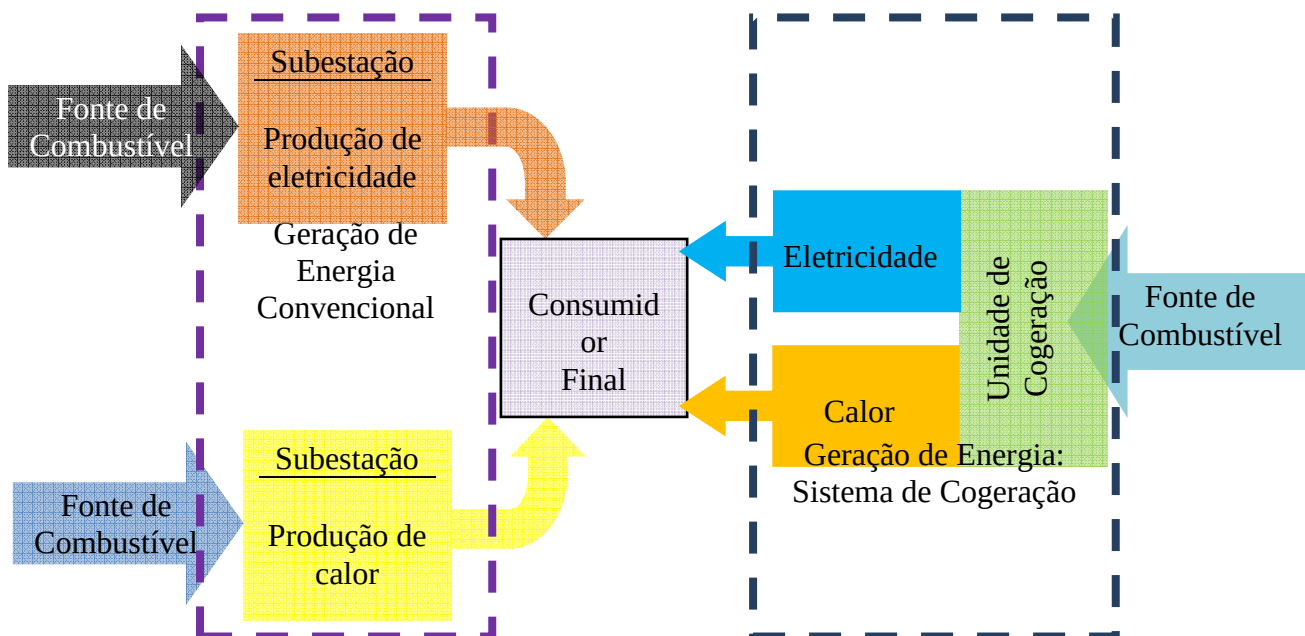
A tecnologia, de cogeração, é composta por um número de componentes individuais, motor primário (térmico), gerador, recuperador de calor e interligação elétrica, configurados em um todo integrado. O tipo de equipamento que aciona o sistema global (ou seja, o motor primário) geralmente identifica o sistema de cogeração.

A importância do uso da cogeração torna-se evidente pela eficiência energética que se obtém e pela conservação dos fatores ambientais. O meio ambiente, a cada dia, sofre degradação intensiva devido ao acentuado crescimento populacional e ao desenvolvimento industrial, ocasionando a produção de resíduos na forma de energia ou de matérias sólidas, líquidas e gasosas, os quais são lançados no ambiente, causando a poluição.

Questões ambientais provavelmente serão cada vez mais importantes no futuro, na medida em que é crescente a preocupação com a qualidade e com os padrões do ambiente global e regional, incluindo a ameaça potencial da mudança climática, que se torna crescente e séria.

A produção e uso da eletricidade é geralmente uma das maiores fontes de emissões ambientais, tanto globais como locais (MARTINO, 1997).

A Figura 2.6, faz uma comparação entre os dois tipos de utilização de energia visando a uma melhoria na qualidade do consumidor final. Portanto, surge de forma natural a dúvida sobre o tipo de fornecimento energético a ser utilizado na geração, a tecnologia a ser empregada, e qual a melhor eficiência energética. Há duas situações em discurso na Fig. (2.7), na primeira, utilizam-se energias fósseis (carvão) para produção de energia convencional e, na segunda, o processo de cogeração. Suas eficiências energéticas apresentam valores bem distintos, definindo como o melhor tipo aquela em que tem maior eficiência. A tecnologia desenvolvida para se ter uma melhor eficiência é a que reutiliza as perdas energéticas que não seriam reaproveitadas. Portanto, a cogeração vem como solução que abrange vários segmentos de pesquisa técnicos - científica.



Eficiência energética convencional < Eficiência energética do sistema de cogeração

Figura 2.7 – A escolha da melhor tecnologia para o consumidor final.

Forças vivas para os sistemas de cogeração incluem motores alternativos de combustão ou turbinas a gás, turbinas a vapor, microturbinas e células a combustível. Essas forças vivas são capazes de queimar uma variedade de combustíveis alternativos, como gás natural, carvão, petróleo e combustíveis alternativos para a produção de potência no eixo ou energia mecânica. O sistema de cogeração utilizado neste trabalho é composto por um MCI acoplado ao gerador elétrico.

A Tabela 2.3 apresenta especificações técnicas construtivas do grupo motor gerador. No anexo, são apresentadas mais informações sobre sua configuração.

Tabela 2.3 – Grupo motor gerador da Leon Heimer S/A.

Motor de Combustão Interna – 8,1 l	Alternador 27/19 100 kVA
Potência: 80 kW (100 kVA)	Temperatura ambiente: 38 °C
Rotação: 1800 rpm	Classe de Isolação: H (180 °C)
Normalmente aspirado	Fator de Potência: 0,8
Potência: 121 CV	Frequência: 60 Hz
Sistema Elétrico: Motor de partida 12 V / alternador 12 V	Potência nominal: 100 kVA

2.5.1 Tipos de Sistemas de Cogeração

O consumo simultâneo das energias térmica e eletromecânica, chamado também de plantas de potência (CESPEDES, 1998), pode ser encontrado em todos os segmentos: residencial, comercial, agrícola e industrial. Essas plantas de potência são definidas a partir dos conceitos termodinâmicos de Rankine (turbina a vapor), Brayton (turbina a gás), Diesel e *Otto* (MCI). Este último destaca a utilização do combustível a gás natural no grupo motor gerador do IES do LES.

Considerando como exemplo o setor industrial, mas podendo ser aplicado também aos demais segmentos, conforme cita BALESTIERI (2002), há duas alternativas para o suprimento das demandas simultâneas de energia térmica e eletromecânica de um processo industrial.

A primeira, de suprimento de demanda separado a partir de fontes primárias distintas, sendo a energia térmica necessária ao processo industrial suprida geralmente pela autoprodução ou adquirida por geração independente separadamente de vapor, e a energia elétrica que seria contratada diretamente da concessionária ou um produtor independente de energia elétrica (grupo motor gerador).

A segunda, de suprimento de demanda a partir de uma única fonte primária, na produção sequencial e simultânea de energia térmica e eletromecânica (cogeração). Para

a adoção dessa alternativa, deverá ser obedecida, além da racionalidade energética, a racionalidade econômica.

A aplicação da cogeração é convencionada de duas formas, em função da sequência relativa da geração de energia eletromecânica para a térmica: geração anterior de energia *topping* e geração posterior de energia *bottoming*. A Fig. (2.8) e a Tab. (2.4) mostra essas tecnologias.

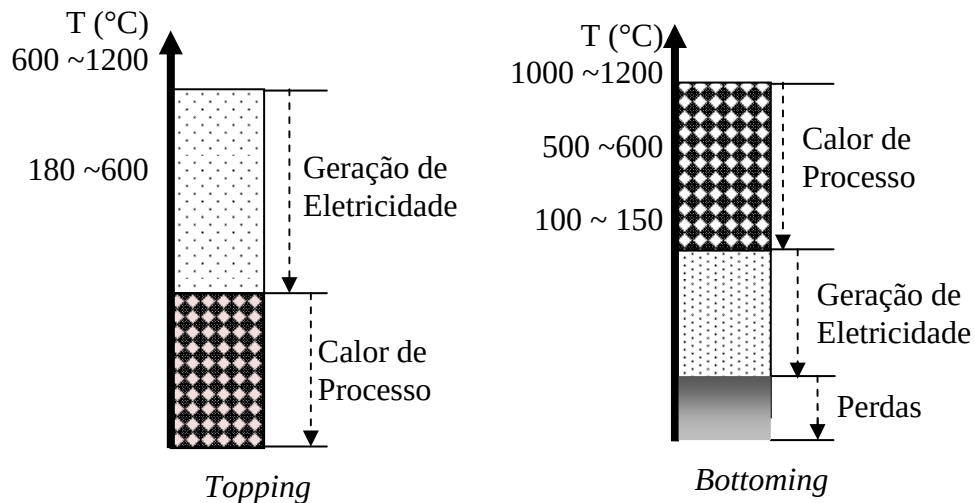


Figura 2.8 – Faixas típicas de temperatura para os sistemas de cogeração em *topping* e em *bottoming* (COGEN Europe, 2001).

Tabela 2.4 – Os dois tipos de sistemas de cogeração.

Tipo de Sistema	Fluxo da Energia
<i>Topping</i>	Da energia disponibilizada pelo combustível, o primeiro aproveitamento se dá para a geração de energia eletromecânica (altas temperaturas), e em seguida para o aproveitamento de calor útil
<i>Bottoming</i>	Quando, da energia disponibilizada pelo combustível, o primeiro aproveitamento se dá para o aproveitamento de calor útil a elevadas temperaturas, e em seguida para a geração de energia eletromecânica

A Figura 2.7 representa a racionalidade da cogeração em se aproveitar toda a faixa da temperatura disponibilizada pelo combustível, para a produção sequencial de eletricidade e calor útil. A utilização de calor nas indústrias é habitual na faixa entre 120

e 200°C, temperatura típica para os processos de secagem, cozimento, evaporação; já a geração de energia elétrica trabalha em níveis mais elevados de temperatura, entre 400 e 950°C (CARVALHO, 2000).

Sabendo que a temperatura de rejeição da geração termelétrica encontra-se mais elevada que a temperatura encontrada nos processos industriais e é racional que se pense num sistema de cogeração do tipo *topping*, mostrado na Fig. (2.8), onde o calor utilizado pelo processo industrial é aproveitado do rejeito da geração elétrica.

De fato, esta tecnologia empregada na maioria das indústrias e usada neste trabalho, considera que grande parte dos processos industriais demanda calor a baixas temperaturas. Observe que, nas duas figuras seguintes, o combustível que alimenta o grupo motor gerador e a turbina é: gás natural e ar.

Para ambos os tipos de cogeração, os gases e vapores são aproveitados na alimentação de um sistema térmico para o primeiro tipo, por exemplo, um recuperador de calor, e, para o segundo, uma turbina, como mostra a Fig. (2.9).

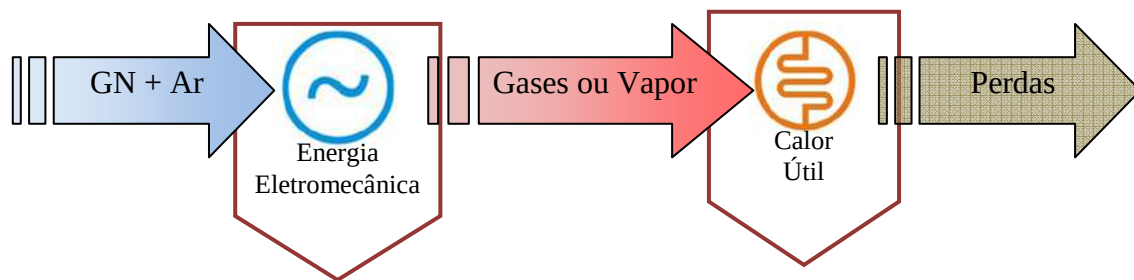


Figura 2.9 – Cogeração do tipo *topping*.

Já os sistemas de cogeração do tipo *bottoming*, mostrado na Fig. (2.10), são de utilização restrita, uma vez que o calor rejeitado pelos processos industriais se encontra em níveis de temperatura geralmente insuficientes para o seu emprego na produção de energia eletromecânica. Alguns processos industriais (siderúrgicas, fornos cerâmicos, cimenteiras, refinarias de petróleo) operam em altas temperaturas, entre 1000~1200°C. Após o processo, os gases de exaustão ainda encontram-se a temperaturas elevadas (500~600 °C). Ao invés de descartá-lo diretamente na atmosfera, este calor residual pode ser direcionado a um recuperador de calor, para produção de vapor que alimentará uma turbina a vapor.

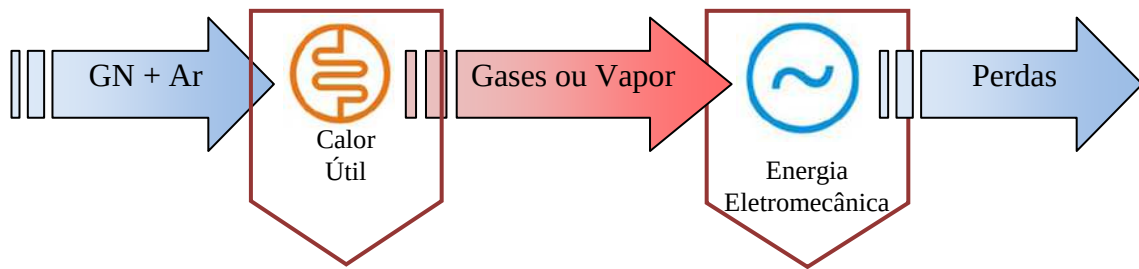


Figura 2.10 – Cogeração do tipo *Bottoming*.

Desta forma, a energia contida no combustível pode ser mais bem aproveitada, com o uso inicial em uma carga térmica e, na sequência, a produção de eletricidade num ciclo do tipo *bottoming*. No entanto, este tipo de cogeração apresenta, em geral, rendimento eletromecânico inferiores aos encontrados no tipo *topping*, que trabalham com temperaturas mais elevadas obtidas da queima direta de combustíveis (BARJA, 2006).

No conceito de cogeração, podemos considerar que uma central produza duas ou mais utilidades da energia eletromecânica e da energia térmica. Entretanto a produção de energia térmica de baixa temperatura, simplesmente denominada de “frio”, por máquinas de refrigeração por absorção de calor, merecem destaque como integrantes da planta de cogeração pela importância do papel que tiveram em alavancar a viabilidade da cogeração de pequeno porte (SANTOS, 2010). Sob esse ponto de vista, há duas formas de se enxergar a participação da produção de frio numa central de cogeração, o que é apenas uma questão de fronteiras. A primeira, comercialmente falando, enfoca o fato de que o sistema de refrigeração é um processo apenas consumidor das utilidades da cogeração (calor), não fazendo parte deste. A segunda forma, conceitualmente falando, considerando a produção de frio como uma das utilidades da central de cogeração, ou seja, o sistema de refrigeração por absorção fazendo parte da central de cogeração. Essa visão poderá ser alterada, na medida em que o proprietário da central cogeradora seja o próprio consumidor do frio ou o forneça a terceiros, ou ainda se o frio é produzido por um usuário externo consumidor de vapor.

2.5.2 Motor de Combustão Interna

Os motores de combustão interna são máquinas com vasta utilização e tecnologia bastante difundida em que sua classificação pode ser dada pelo tipo de combustível utilizado: motor de ciclo *Otto* (gasolina ou gás natural) ou motor de ciclo *Diesel*.

Esses tipos de MCI são os motores de ignição à centelha (ciclo *Otto*) e motores de ignição à compressão (ciclo *Diesel*).

O motor de combustão interna em estudo é de ignição à centelha de ciclo *Otto* que possibilitou, desde o início do século XX, o aproveitamento do calor rejeitado no processo termodinâmico para estudo exergético (JUNIOR, 2008).

A estrutura do MCI apresenta um esquema simples, constituindo principalmente de um sistema pistão-cilindro e classificados em motores de: dois tempos e; quatro tempos.

Nos motores de quatro tempos de ciclo *Otto*, o pistão executa quatro cursos completos (dois ciclos mecânicos) dentro do cilindro, e o eixo de manivelas realiza duas revoluções para cada ciclo termodinâmico. A Fig. (2.11) representa esquematicamente os componentes básicos do MCI de quatro tempos trabalhando num ciclo *Otto*. O pistão percorre um curso (C) entre duas posições fixas chamadas de ponto morto superior (PMS), quando a posição do pistão forma um menor volume no cilindro, e ponto morto inferior (PMI), quando a posição do pistão forma maior volume no cilindro.

As válvulas de admissão sugam o ar e combustível para dentro do cilindro, e o produto da reação ocorrida na combustão é expelido do cilindro por meio da válvula de descarga.

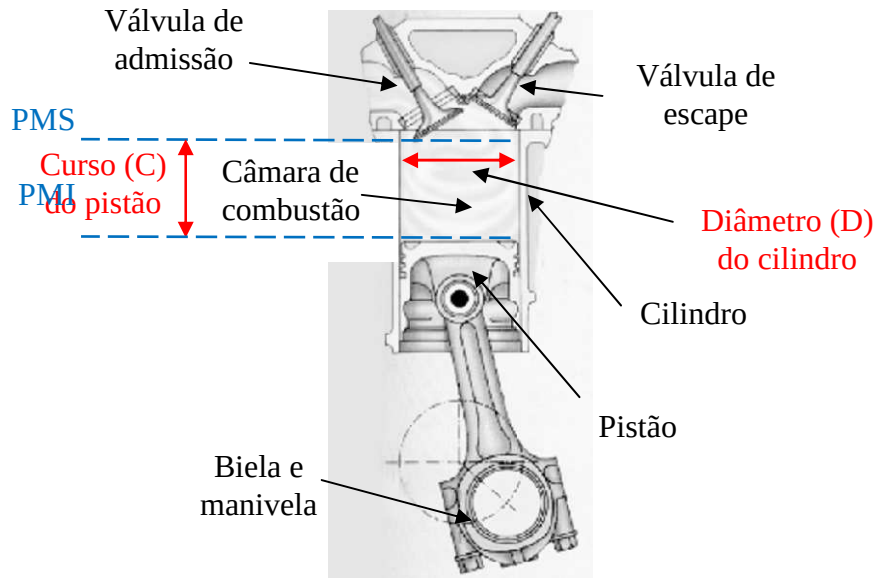


Figura 2.11 - Estrutura esquemática de um ciclo *Otto*.

Os cilindros nos motores de quatro tempos necessitam de quatro estágios de pistão, duas revoluções do virabrequim⁷ para completar a sequência de eventos que produz um ciclo de potência. A Fig. (2.12) é apresentada o ciclo real e ideal de potência dos MCI por centelha. Para os estágios do ciclo de potência, a Tab. (3.6) descreve cada estágio do ciclo.

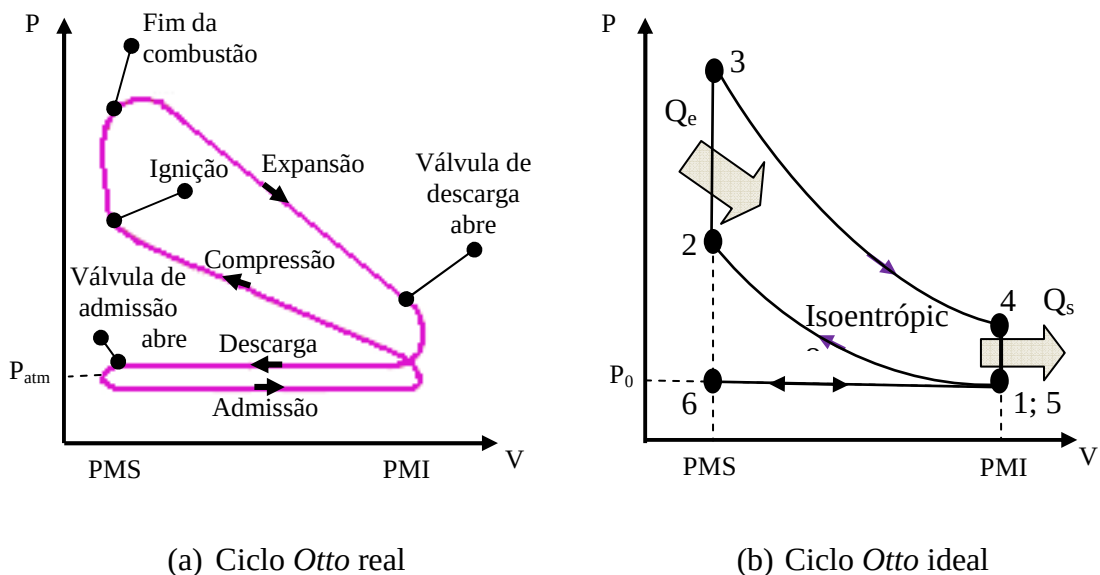


Figura 2.12 – Ciclo *Otto* do MCI representado pelos diagramas P-V.

⁷ Conhecido também como árvore de manivelas transforma o movimento de subida e descida do êmbolo em movimento de rotação e é constituída por moentes, munhões e contrapesos.

Na Figura 2.12a que representa o ciclo *Otto* real, as válvulas de admissão e escape encontram-se fechadas e o pistão encontra-se no PMI (ver Fig. (2.11)). Durante a compressão, o pistão movimenta-se até o ponto PMS, diminuindo o volume do cilindro e comprimindo a mistura ar e combustível que sofre ignição (início da combustão). A temperatura e a pressão aumentam no sistema até finalizar o fim do processo da combustão. Os gases à alta pressão forçam o pistão para baixo e conseqüentemente o eixo da manivela a girar, produzindo trabalho útil durante o tempo de expansão, chegando a posição do PMI. Após o tempo decorrido da expansão, o pistão eleva-se, só que desta vez para expulsar (tempo de descarga) os gases de exaustão (produtos da combustão), que se encontram no cilindro, pela válvula de escape. Ao fim desse processo, o pistão retorna a sua posição de início (PMI) sugando ar fresco e combustível através da válvula de admissão (tempo de admissão) e reiniciando todo o processo.

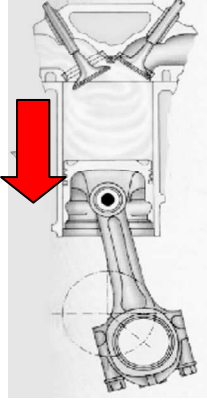
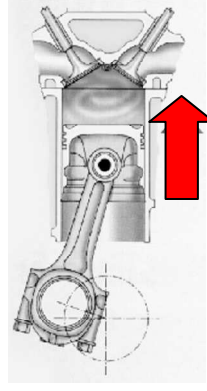
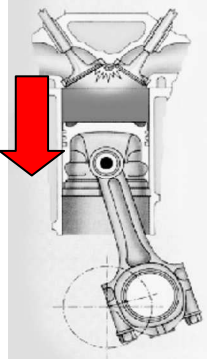
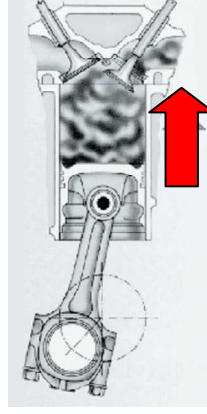
A Figura 2.12b analisa de forma simplificada, o ciclo *Otto* nas condições ideais, consistindo de seis processos internamente reversíveis:

- 1 - 2 → compressão isentrópica;
- 2 - 3 → fornecimento de calor a volume constante (Q_e);
- 3 - 4 → expansão isentrópica;
- 4 - 5 → rejeição de calor a volume constante (Q_s);
- 5 - 6 → descarga;
- 6 - 1 → admissão.

Geralmente é incomum encontrar o diagrama do ciclo *Otto* ideal mostrando os processos 6-1 e 5-6 na Fig. (2.12b). A justificativa em não por esses dois processos é que se anulam termodinamicamente tornando-se desnecessário na análise do ciclo.

Para a Fig. (2.12a), os valores de pressão devem ser observados para o processo de descarga que apresenta uma propriedade de pressão maior em relação ao processo de admissão (com pressão inferior ao da descarga).

Tabela 2.5 – As quatro fases do MCI operando no ciclo *Otto*.

Estágio	Fase de Operação
	Admissão: inicia quando o pistão está no PMS e finalizado quando o curso do pistão está no PMI. Nesta fase, o vácuo criado pelo pistão ao descer até o PMI no cilindro é responsável pela admissão da mistura ar-combustível fresca. A válvula de admissão se abre imediatamente antes desta fase iniciar, fechando-se logo após o fim desta fase.
	Compressão: estágio no quais ambas as válvulas estão fechadas e a mistura dentro do cilindro é comprimida a uma pequena fração de seu volume inicial. Ocorre uma compressão isoentrópica e próximo ao fim deste estágio – avanço de ignição – a combustão é iniciada e a pressão no cilindro aumenta substancialmente e rapidamente.
	Expansão: inicia-se com o pistão no PMS e termina no PMI. No início deste estágio, os gases a alta temperatura e pressão empurram o pistão para baixo e forçam a rotação do virabrequim. Neste estágio, o trabalho realizado pelos gases de combustão sobre o pistão é, aproximadamente, cinco vezes maior do que o trabalho realizado pelo pistão sobre a mistura ar-combustível no estágio anterior. Conforme pistão se aproxima do PMI, a válvula de expansão se abre para iniciar o processo de exaustão dos gases. Há uma queda de pressão no interior do cilindro, atingindo valores próximos à pressão de exaustão.
	Exaustão: estágio no qual o restante dos gases queimados deixa o cilindro. Primeiro, porque a pressão no interior do cilindro pode ser substancialmente maior do que a pressão de exaustão, e segundo porque os gases são expulsos pelo pistão quando este sobe dentro do cilindro até o ponto morto superior. À medida que o pistão se aproxima do ponto morto superior, a válvula de admissão se abre, e, imediatamente após este ponto a válvula de exaustão se fecha e o ciclo se reinicia.

2.5.3 Taxa de Compressão

A taxa de compressão é um parâmetro que define a geometria básica de motores alternativos, sendo obtida através de uma razão entre volumes. A taxa de compressão é calculada pelo quociente entre a soma do volume máximo do cilindro (quando o pistão ocupa a posição do PMI) e o volume mínimo do cilindro (quando o pistão ocupa a posição de PMS). Seguindo a definição, temos:

$$r_c = \frac{V_{m\acute{a}x} + V_{m\acute{i}n}}{V_{m\acute{i}n}} \quad (2.6)$$

A taxa de compressão influencia no rendimento térmico do ciclo padrão *Otto*. A Fig. (2.13) a seguir apresenta um gráfico para o rendimento térmico em função da razão de compressão no ciclo *Otto* (ÇENGEL, 2006).

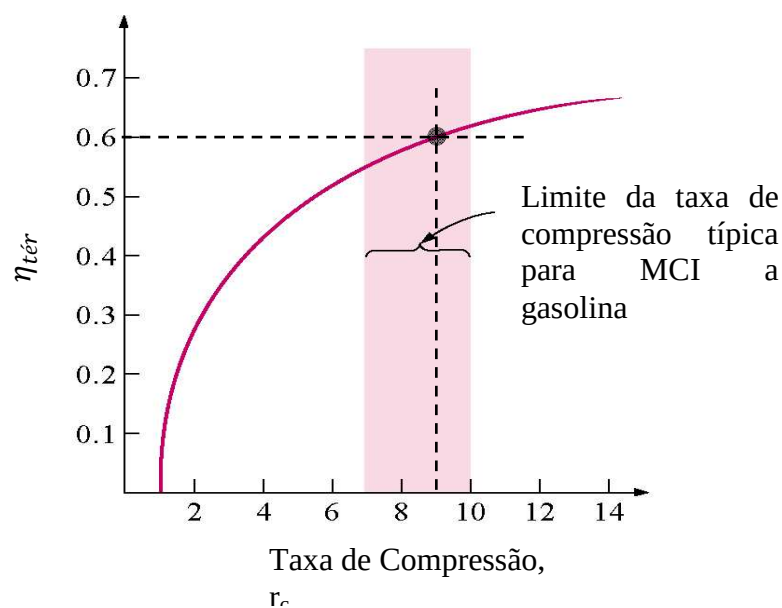


Figura 2.13 – Rendimento térmico em função da razão de compressão

A razão de compressão do MCI do projeto em estudo é de 9:1, conforme fabricante, correspondendo, portanto à faixa configurada no gráfico da Fig. (2.13) que estipula um rendimento térmico teórico de 60% aproximadamente.

O MCI sofreu adaptação de fábrica para substituir a alimentação a gasolina para gás natural.

2.5.4 Ciclo de Refrigeração por Absorção

O ciclo de refrigeração por absorção utiliza um refrigerante volátil, normalmente amônia ou água, que alternadamente vaporiza no evaporador a baixa pressão por absorção do calor latente do material a ser esfriado e que se condensa a alta pressão no condensador por devolução do calor latente ao meio condensante.

Historicamente, o sistema de refrigeração por absorção foi inventado e patenteado em 1860, pelo francês *Ferdinand Carré*. Esse sistema foi predecessor do sistema de compressão de vapor no século XIX e os sistemas água-amônia tinha grande aplicação em refrigeradores domésticos e em grandes instalações industriais, como indústria química e de processo. Nos anos 40 e 50, o sistema LiBr-Água foi comercializado como resfriadores de água para ar condicionado de grandes edifícios. Esses sistemas eram alimentados por vapor ou água quente gerados em caldeiras a óleo ou gás natural. Nos anos 70, teve novas oportunidades nas unidades de absorção, como a utilização de calor derivado de coletores solares para energizar essas unidades.

Decorrente ao aumento do custo da energia aproveitou-se o calor de baixo nível de temperatura, compreendido entre 90 °C e 110 °C, que eram rejeitados para a atmosfera em instalações químicas e de processo.

Para o uso de combustíveis físicos como fonte energética, o uso total desse potencial térmico aumenta a competitividade e valor financeiro agregado na produção. Os altos preços de combustíveis tornam-se necessários a aplicação dos conceitos de cogeração, ou seja, a queima do energético (combustível) gera energia elétrica e a energia térmica dos produtos de combustão passa a se reutilizados em outro processo. A refrigeração por absorção torna-se solução inicial para a reutilização desse insumo.

Segundo Da – Wen Sun, 1997, o sistema de absorção mais utilizado nas aplicações de climatização utiliza como mistura refrigerante, absorvente o par BrLi-água, enquanto para produzir frio a baixa temperatura em aplicações de refrigeração de alimentos e produção de gelo, usa-se a mistura de amônia-água.

2.6 GÁS NATURAL

O gás natural originou-se de um processo de decomposição longo de matéria vegetal e animal, em meio carente de oxigênio e sob condições de elevadas pressão e temperatura.

O gás natural encontra-se nas rochas porosas (às vezes, associados ao petróleo sendo que, dessa forma, sua exploração vinculada ao do petróleo). Portanto, é comum encontrar-se pontos de queima de gás natural em campos não providos de gasodutos.

A constituição do gás natural é quase toda de metano, possuindo menores porcentagens de etano e propano, e possui alto poder calorífico. Os principais componentes do gás natural estão apresentados na Tab. (2.6). A composição qualitativa e quantitativa do gás depende dos fatores envolvidos no processo de produção, coleta, condicionamento e escoamento.

Tabela 2.6 – Valores Médios dos Elementos Constituintes do Gás Natural

Elemento	% molar
Metano	82,54
Etano	10,36
Propano	2,96
Nitrogênio	1,42
Iso-butano	0,75
N-butano	0,76
Dióxido de Carbono	0,49
Isso-pentano:	0,26
N-pentano	0,27
Hexanos e superiores	0,19
Hélio	Traços
Argônio	Traços
H ₂ S	2000 ppm
RSH	2000 ppm

(Fonte: PROCEL/2006)

A composição média do gás natural referente ao Estado da Paraíba está mostrada na Tab. (2.7).

Tabela 2.7 – Composição do gás natural média da PBGÁS.

Elemento	% Vol.
Metano	90,09
Etano	6,84
Dióxido de Carbono	1,56
Nitrogênio	1,35
Propano	0,16

Fonte: PBGÁS / 2010

As características do gás natural são três: inodoro; incolor e inflamável. No processo de distribuição ao consumidor final, por medida de segurança, é obrigatória a adição de compostos à base de enxofre, em concentrações necessárias à caracterização de um cheiro marcante, porém sem características corrosivas. O processo é conhecido como odorização. A Tab. (2.8) apresenta as propriedades do gás natural.

Tabela 2.8 – Propriedades dos Valores Médios do Gás Natural.

Propriedades	
Poder calorífico superior:	9100 kcal / m ³
Densidade relativa ao ar:	0,614
Massa específica:	0,737 kg / m ³

Fonte: PBGÁS / 2010

O gás natural utiliza quatro tipos de insumo que podem funcionar como alimentação direta no uso da combustão e geração de potência. Esses quatro tipos de insumo indicam que ele é:

- utilizado como combustível para o atendimento térmico direto aos segmentos residencial, comercial e industrial; para geração de potência de acionamento em termelétricas e em processos industriais; bem como carburante para o transporte;
- o gás natural é usado como redutor siderúrgico no processamento de minérios;
- utilizado como matéria-prima básica de processos de produção de combustíveis sintéticos como gasolina, nafta, querosene, gasóleo, óleos lubrificantes, óleo Diesel, parafina, dentre outros;
- identificado pela produção de gasoquímicos, base da indústria moderna, em que os investimentos são elevados e o insumo gás natural bastante valorizado, ou seja, os gasoquímicos são determinados pela produção de petroquímicos a partir do gás natural e diferenciado da produção tradicional, na qual são identificados derivados do petróleo através do insumo básico, além de oferecer inúmeras vantagens, em particular a redução expressiva de impactos ambientais.

Os produtos são os mesmos, eteno, propeno, buteno, polímeros (polietileno e polipropileno), matéria prima na fabricação de fibras sintéticas, borrachas sintéticas, plásticos, revestimentos, química automotiva, produtos nitrogenados, detergentes e outros.

Na Figura 2.14 encontra-se apresentado, de forma esquemática, o caminho do gás desde a jazida até a distribuição para as diversas vertentes de mercados e consumidores finais e, na Fig. (2.15), a produção nacional de gás natural no período de janeiro de 2000 a maio de 2010.

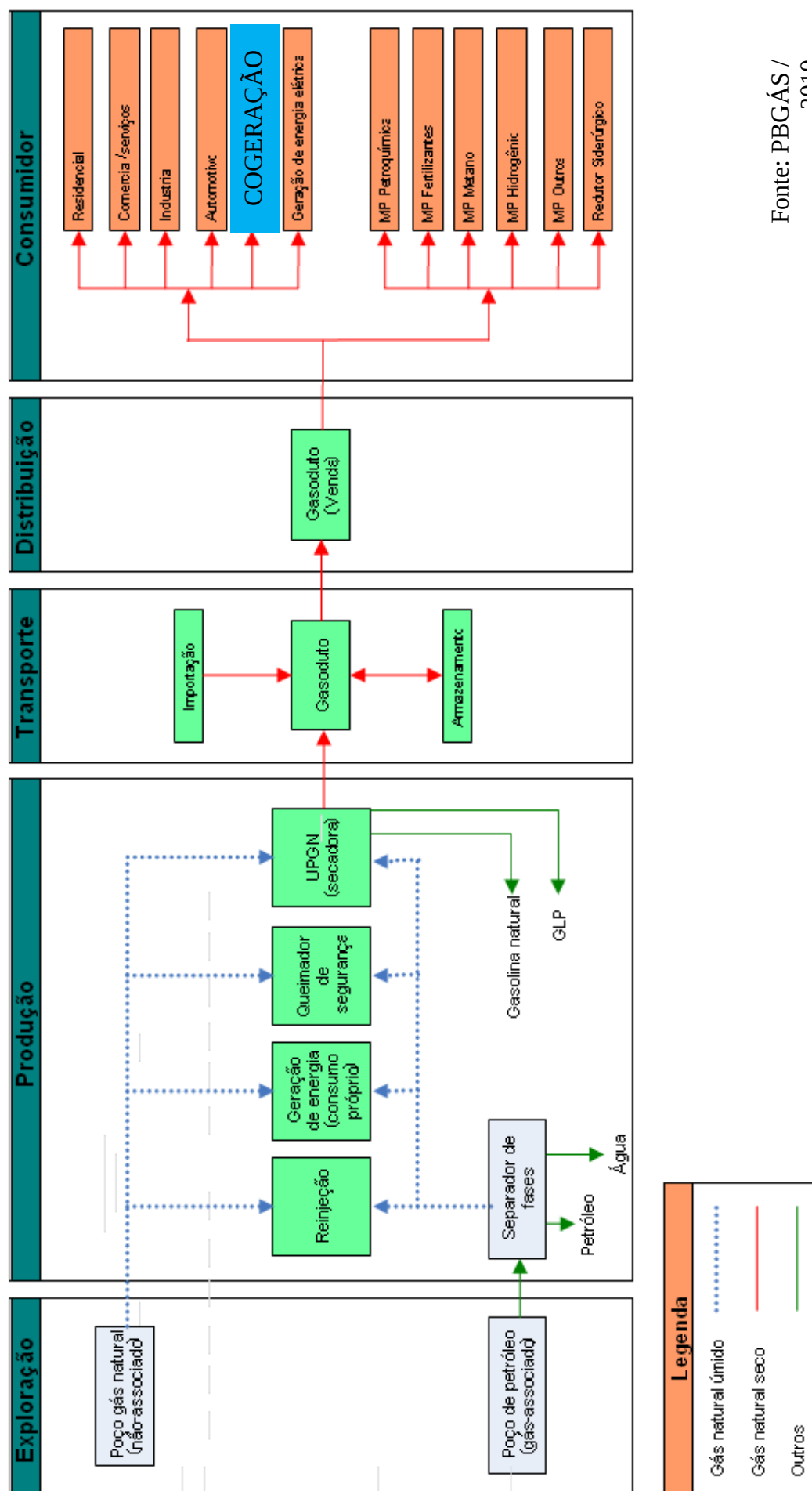


Figura 2.14 - Forma esquemática do caminho do gás da jazida até a distribuição para as diversas vertentes de mercados e consumidores finais.

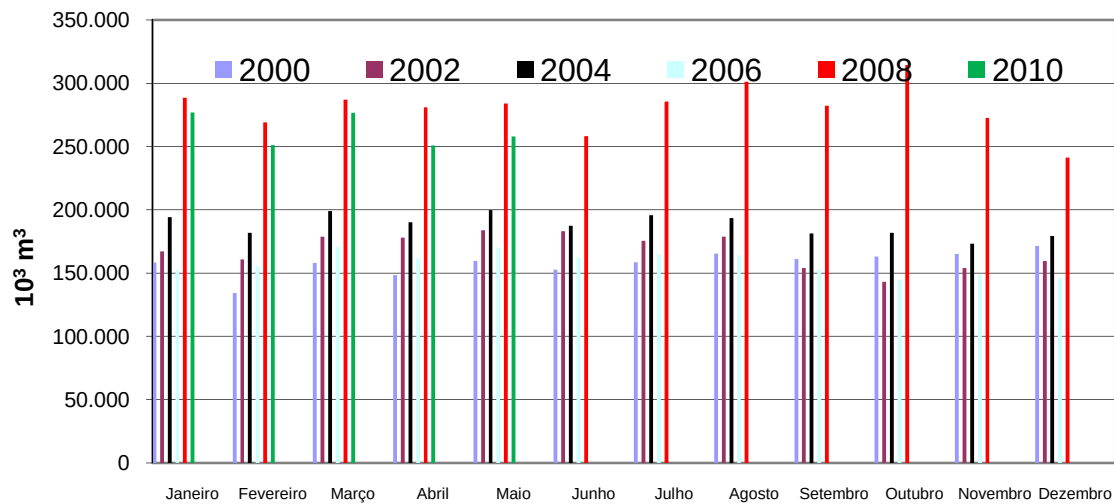


Figura 2.15 – Produção do gás natural na matriz energética brasileira (fonte: ANP/2010).

2.6.1 Utilização do Gás Natural no Mundo

Durante muito tempo, a utilização do gás natural foi evitada na produção do petróleo, por medida de segurança. Apesar de pouco utilizado, só no início da década de 1920, o gás natural passou a ser mais aproveitado, em especial nos Estados Unidos, quando foram feitas novas descobertas, auxiliadas ao uso de materiais de maior tecnologia à exploração e ao transporte. Mais tarde, a ex-União Soviética e a Europa Ocidental também colaboraram para a utilização do gás, a partir de outras pesquisas e descobertas.

À medida que houve a possibilidade de transportar grandes volumes de gás natural e reservas maiores eram encontradas, a exploração foi se generalizando pelo mundo, confirmando os benefícios do produto.

O gás natural no cenário energético tem sido o melhor tipo, do ponto de vista ambiental, de geração de eletricidade através de combustíveis fósseis. A estrutura molecular dos hidrocarbonetos predominantes no gás natural acarreta um alto poder calorífico e com menor formação de óxido de carbono e enxofre do que qualquer outro fóssil.

2.6.2 Utilização do Gás Natural na América do Sul

Na década de 1990, os países da América do Sul sofreram importantes mudanças nas políticas energéticas, sendo observadas tanto nas reformas legislativas, como nos regimes de exploração e produção de hidrocarbonetos (PALOMINO, 2004).

A indústria do gás natural entrou num expressivo crescimento. Reformas de privatizações, quebra de monopólio e marcos regulatório na década passada fizeram com que houvesse o incremento no fornecimento, demanda e comércio. Estas condições trouxeram como consequência a construção de alguns gasodutos de interconexão energética.

2.6.3 Utilização do Gás Natural no Brasil

A utilização do gás natural teve início na década de 40, quando foram descobertos óleo e gás na Bahia. A partir da mesma época, a distribuição já era observada no Recôncavo Baiano, servindo como combustível às diversas indústrias.

A Petrobras, empresa brasileira de petróleo, por mais de quatro décadas, exerceu o monopólio das diferentes atividades da cadeia, sendo verticalmente integrada. No entanto, a gestão estatal em setores relacionados à infra-estrutura levou a questionamento um processo de reforma institucional não só do segmento petrolífero, como também nos segmentos de telecomunicação, energia e outros.

No que diz respeito ao segmento petrolífero, a reforma se pautou na eliminação das barreiras institucionais à entrada, por meio da quebra do monopólio estatal das atividades de produção, refino, comércio internacional e transporte (ANP, 2002).

Entre os anos de 1998 e 2000, houve uma mudança na matriz energética brasileira, que passa a ter efeitos duradouros na economia do país.

2.6.4 MCI a Gás Natural

O motor de combustão interna a gás natural já vem sendo utilizado largamente nos setores de fabricação industrial automobilística, por exemplo, substituindo com vantagens os MCI de ciclo *Otto* alimentados a gasolina (JUNIOR, 2006).

As melhorias tecnológicas desenvolveram-se em vários segmentos nos MCI, desde redução do atrito dos anéis, como sistema de injeção constituído de bicom bustíveis com alimentação do Diesel para pré-ignição e mudança na geometria da cabeça do pistão.

Os fabricantes de MCI atualmente têm sua linha de fabricação condizendo com os dados necessários para o aprimoramento da adaptação dos motores de combustão interna de ciclo *Otto* a gasolina, utilizado em veículos rodoviários de pequeno e médio porte para motores estacionários a gás natural, até a adaptação de motores maiores (de ciclo Diesel), também transformados em motores estacionários a gás. (JUNIOR, 2006).

2.7 SELEÇÃO E ADEQUAÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO

As estratégias de operação a serem consideradas numa central de cogeração geralmente resumem-se no atendimento da demanda térmica, eletromecânica e despacho econômico (BALESTIERI, 2002). A escolha adequada de um projeto de cogeração deve ser relevante ao retorno econômico da idealização do projeto, podendo determinar a “vida” do projeto, quando a escolha ocasionou erro ou acerto.

Define-se segundo CONAE (1999), como centro consumidor: “a indústria ou centro de serviços que tem uma demanda elétrica e térmica para levar a cabo sua produção ou tarefa, e que é apta para um estudo de previabilidade de cogeração”.

Portanto, há dois tipos de demanda energética: consumo elétrico e calor útil, ambos devendo satisfazer as necessidades de projeto. Outras variáveis que podem ser consideradas na realização de um projeto:

- regime operativo de central;
- custo térmico e elétrico;
- custo tecnológico;
- disponibilidade de combustível;
- aspectos legais e regulatórios.

Na análise econômica, a característica principal que envolve empreendimentos termelétricos é o seu regime operativo ou fator de capacidade. Esse fator se traduz na razão entre a energia gerada num intervalo de tempo determinado e a capacidade

máxima de produção da planta, durante o período considerado⁸. Nesse sentido, é de suma importância que se faça a análise das demandas de um processo ao longo das horas do dia, bem como dos dias do ano, determinando assim a tecnologia a ser utilizada.

⁸O projeto desenvolvido de cogeração no LES, não se detém a estudos de termo economia, tendo enfoque de cunho técnico - científico.

CAPITULO 3

APARATO EXPERIMENTAL DA COGERAÇÃO IES/LES – UFPB

3.1 SISTEMA DE OPERAÇÃO

O sistema de cogeração neste estudo pode ser dividido em dois sistemas de operação, onde o primeiro representa a parte do sistema elétrico que faz o processo automatizado com o gerador elétrico e a rede convencional, e o segundo, o sistema de recuperador de calor que troca calor com o sistema de refrigeração.

No mesmo sistema, podemos aproveitar os gases de escape que saem do recuperador de calor para vapores de processo. O esquema da Fig. (3.1) mostra alguns pontos de medição realizada.

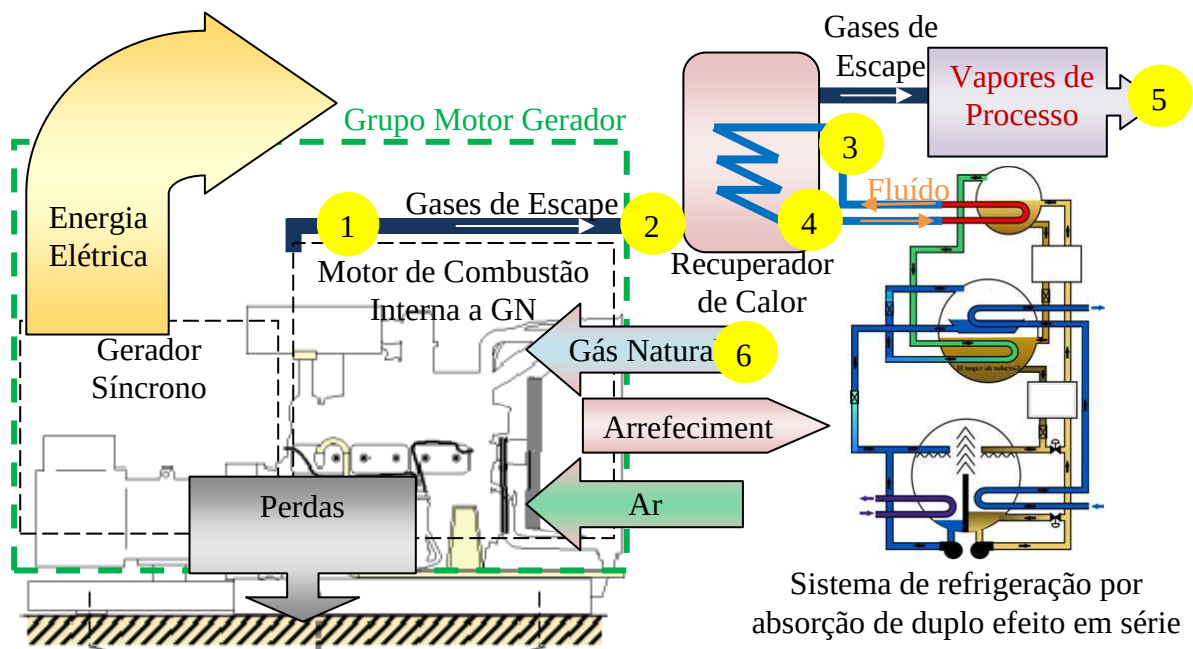


Figura 3.1 – Arranjo do Grupo Motor-Gerador com Sistema de Refrigeração e Vapores de Processo do LES.

Os pontos numerados de 1 a 6 são os locais em que foram realizadas medições de temperatura, vazão e análise dos gases de exaustão.

3.1.1 Estrutura Operacional Gerador / Rede

A instalação do grupo motor/gerador como fonte de energia elétrica alternativa necessita, obrigatoriamente, de um circuito de comando que possibilite operar com segurança o sistema de cogeração e principalmente o operador. Somente no caso em que o gerador é utilizado como fonte única de energia elétrica, pode-se prescindir deste circuito de comando. Neste trabalho, o sistema de cogeração pode fornecer energia elétrica tanto do gerador como também da rede da concessionária local, e, por isso, há a necessidade de dispositivo de comutação dessas fontes de alimentação aos consumidores, separando-os sem que haja a possibilidade de ligação simultânea (modo seguro). O fabricante do grupo gerador Leon Heimer projetou um quadro de comando e uma unidade de supervisão de referência DPC-560. Essa unidade de supervisão faz o controle de partida e parada do MCI e proteção do motor e alternador. A sinalização de eventos é feita por LED. O quadro de comando tem estrutura em chapa de aço comum

e grau de proteção IP21 à IP55 de acordo com as especificações dos clientes. Os quadros são certificados pela ISO 9001, bem como homologados pela Anatel e têm controle por identificação de códigos de barra (HEIMER, 2010).

A Figura 3.2 apresenta o quadro de comando, juntamente com os quadros carga e a unidade de supervisão do sistema de cogeração do laboratório do LES.

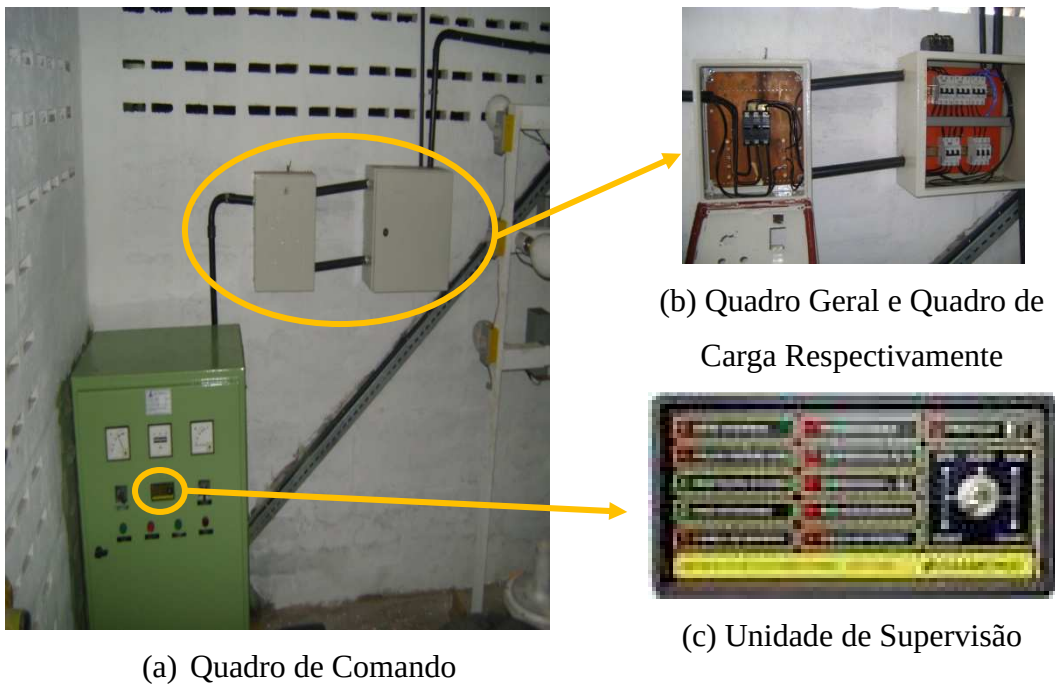


Figura 3.2 – Quadro de Comando da Alimentação Gerador / Rede

Nesse quadro de comando, temos a chave reversora de três pólos, já que o gerador e a rede elétrica local são alimentados com sistema trifásicos. A concepção mais simples de chave reversora é o contato reversível, também chamado de SPDT (*Single Pole Double Throw*) utilizado nos relés. As chaves reversoras com comandos elétricos, na sua extensa maioria, são constituídas por pares de contactores ou disjuntores motorizados.

Caso não fosse utilizada a chave reversora, poderia haver riscos às instalações e às pessoas da seguinte forma:

- queima de equipamentos, no momento do acionamento para fornecimento de energia fornecida pelo grupo gerador, já que a alimentação da concessionária no quadro de comando é ligada direta sem nenhum disjuntor de proteção;

- possibilidade de incêndios provocados por descargas elétricas sobre materiais combustíveis decorrente ao evento citado no item anterior, gerando riscos as pessoas.

As concessionárias de energia exigem que as chaves reversoras sejam dotadas de intertravamento. O grupo gerador deve ser localizado em área arejadas, protegidos de intempéries e isolados do contato com pessoas leigas. Deve-se observar as normas técnicas, em especial a NBR-5410 da ABNT sobre as condições gerais de fornecimento de energia.

O conceito básico de operação para o grupo motor / gerador e rede é representado na Fig. (3.3):

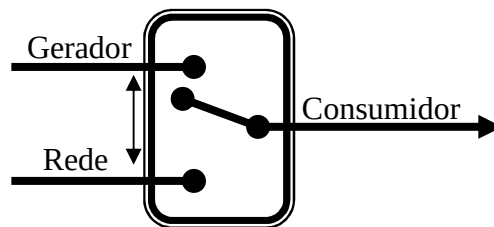


Figura 3.3 – Acionamento do Gerador ou Rede no fornecimento de energia.

O sistema de transferência adotado é o de par de contactores montados lado a lado. A Fig. (3.4) apresenta o diagrama multifilar do quadro de comando com os dois contactores (K1 e K2) e uma trava mecânica, com a finalidade de impedir que ambos contactores sejam fechados simultaneamente, impedindo assim a alimentação simultânea da rede e do gerador. Para aumentar a segurança, as bobinas de K1 e K2 são intertravadas eletricamente por meio de contatos ou relés auxiliares, impossibilitando a alimentação de uma bobina caso a outra esteja energizada.

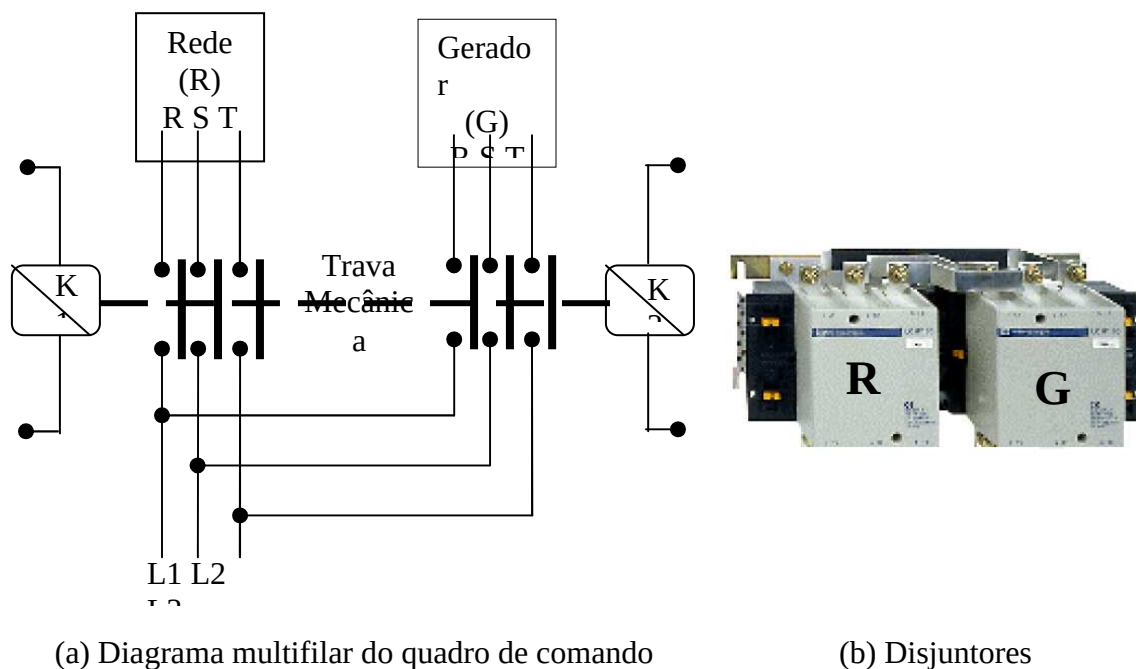


Figura 3.4 – Circuito de proteção na alimentação ao consumidor.

3.1.2 Ciclo de Refrigeração Por Absorção

O sistema de absorção tem representado a forma mais atrativa na implementação de sistemas de cogeração, mesmo considerando seu COP baixo, favorecendo a economia de energia elétrica em comparação ao sistema de compressão de vapor e o fator ambiental que diminui os efeitos que prejudicam a camada de ozônio (SANTOS, 2010). Nesses sistemas de refrigeração, há a necessidade de recuperadores de calor que possam trabalhar na temperatura desejada. Esses sistemas são constituídos essencialmente de trocadores de calor e o fluido de trabalho é uma mistura binária.

Os fluidos de trabalho do sistema são o óleo vegetal, que tem a função de refrigerante e o brometo de lítio com a função de absorvente

Os ciclos de absorção trabalham com pressões abaixo da atmosférica (em vácuo) e uma ou mais acima da atmosférica. Dependendo da configuração do sistema, classificasse em: simples efeito (trabalha com duas pressões); duplo efeito (trabalha com três pressões); e triplo efeito (trabalha com quatro pressões).

O sistema de duplo efeito em série, objeto de estudo do trabalho, utiliza calor de entrada no primeiro gerador de vapor, e o vapor gerado a alta pressão é utilizado

como fonte térmica para o segundo efeito (segundo gerador). A solução vinda do absorvedor é bombeada para o primeiro gerador de vapor como para o segundo gerador de vapor simultaneamente.

3.1.3 Recuperadores de Calor

Um equipamento que tem por função transferir energia entre dois fluídos, permutando calor, pode ser classificado em três tipos:

- regeneradores;
- permutadores abertos;
- recuperadores.

Os regeneradores são permutadores nos quais o fluído frio e quente fluem alternadamente no mesmo espaço físico. A quantidade de energia que é transferida depende das propriedades dos fluídos, da geometria e das propriedades térmicas da superfície.

Para os permutadores abertos, a transferência onde os dois fluídos se misturam resulta num único fluído a uma temperatura intermediária.

Nos recuperadores, o fluído quente e frio não entra em contato um com o outro, estando separados por uma superfície separadora. A transferência de energia dá-se por convecção de um dos fluídos para a parede, por condução através da parede, e, finalmente, por convecção outra vez, da parede para o segundo fluído. Esses recuperadores de calor constituem o tipo de permutadores usados nos sistemas de cogeração.

Nas plantas de cogeração, ele aparece como um dos elementos principais, pois há a possibilidade de reaproveitamento da energia que seria perdida, promovendo a transferência de calor entre os fluídos do óleo do sistema de refrigeração de absorção e dos gases de escape do MCI.

3.1.4 Tipos de Recuperadores de Calor

Os recuperadores de calor podem ser classificados em recuperadores de passagem simples, ou de passagem múltiplos, se cada fluído atravessa o permutador apenas uma vez, ou mais de uma vez, respectivamente. No que concerne ao sentido relativo dos dois fluídos, os recuperadores podem ser de fluxo paralelo, se os fluídos se

deslocam no mesmo sentido, ou quando se deslocam em sentidos opostos (de contracorrente), ou ainda de fluxo cruzado para o caso de a direção ser ortogonal.

Na Figura 3.5, representa-se o modelo construtivo do recuperador de calor de correntes contrárias, que é o utilizado no sistema de cogeração em estudo, e o comportamento das temperaturas dos seus fluídos.

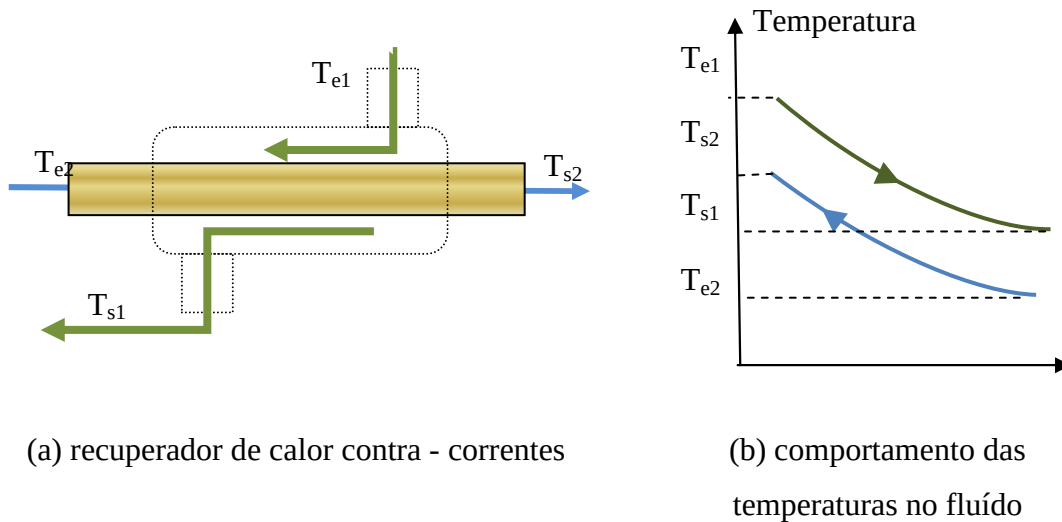


Figura 3.5 – Aspecto construtivo de um recuperador de calor e o comportamento das temperaturas dos fluídos

As temperaturas de entrada e saída mostradas na figura referem-se às condições reais dos fluídos constituintes no recuperador. Os valores de temperatura são variáveis, podendo apresentar variação positiva ou negativa nos terminais de entrada e saída.

3.1.5 Balanço Energético do Recuperador de Calor de Contra Corrente

A Figura 3.6 mostra o gradiente de variação entre os fluídos para o recuperador de calor de contra corrente.

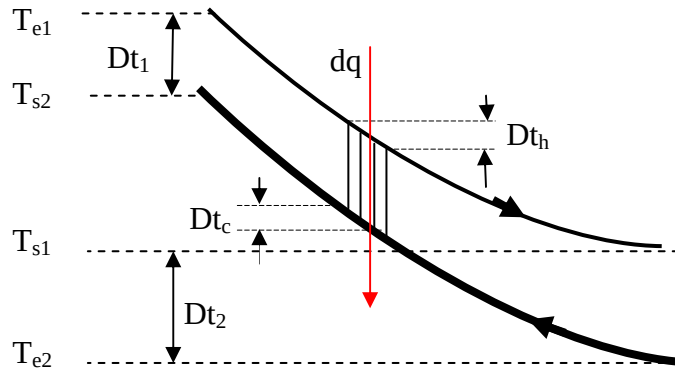


Figura 3.6 – Cálculo da media logarítmica da diferença de temperatura (MLDT)

O balanço de energia dos elementos diferenciais nos fluídos é realizado para se obter o MLDT. A troca térmica entre eles ocorre através da área **da**, conforme mostrado na figura seguinte. Para obter a equação da MLDT, devem-se fazer algumas considerações, que são:

- regime permanente;
- calores específicos com valores constantes;
- escoamento totalmente desenvolvido (coeficiente convectivo e coeficiente global de transferência de calor constante).

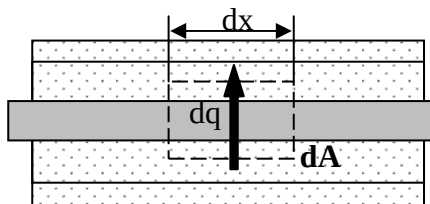


Figura 3.7 – Calor transferido num elemento diferencial de área.

Para relacionar as quantidades de troca de calor, a primeira lei da termodinâmica (ÇENGEL, 2006) é utilizada no fluido quente (q) e frio (f) a seguir, respectivamente:

$$dq_q = -\dot{m}_q \cdot c_{p,q} \cdot dT_q \quad (3.1)$$

$$dq_f = -\dot{m}_f \cdot c_{p,f} \cdot dT_f \quad (3.2)$$

A quantidade diferencial de calor para ambos os fluídos (quente e frio) são iguais, portanto a diferencial da diferença de temperatura T_q e T_f são representados por:

$$d(T_q - T_f) = -\left[\frac{1}{\dot{m}_q \cdot c_{p,q}} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot c_{p,f}} \right] dq \quad (3.3)$$

O calor trocado pode ser representado pela Eq. (3.4), em que o coeficiente global de troca de calor (U) se aplica.

$$dq = U \cdot dA \cdot (T_q - T_f) \quad (3.4)$$

Tabela 3.1 – Especificações para Integração.

	Área	Fluído Quente	Fluído Frio	Diferença
Entrada	0	$T_{q,e}$	$T_{f,e}$	$T_{q,e} - T_{f,e}$
Saída	A	$T_{q,s}$	$T_{f,s}$	$T_{q,s} - T_{f,s}$

Fazendo as substituições necessárias e integrando de acordo com as especificações da Tab. (3.1) acima, temos o valor do q na Eq. (3.5):

$$q = U \cdot A \cdot \left\{ \frac{(T_{q,e} - T_{q,s}) + (T_{f,s} - T_{f,e})}{\ln[(T_{q,s} - T_{f,s})/(T_{q,e} - T_{f,e})]} \right\} \quad (3.5)$$

O termo da Eq. (3.5) que se encontra em $\{ \}$ é o LMTD e, de acordo com a Fig. (3.7), esse termo pode ser reformulado.

$$LMTD = \frac{(T_{q,e} - T_{q,s}) + (T_{f,s} - T_{f,e})}{\ln[(T_{q,s} - T_{f,s})/(T_{q,e} - T_{f,e})]} = Dt_{ln} = \frac{Dt_2 - Dt_1}{\ln \frac{Dt_2}{Dt_1}} \quad (3.6)$$

Para recuperadores de calor de fluxo cruzado, há a necessidade de um fator de correção (F). Portanto, o termo Dt_{ln} é multiplicado por esse fator. O valor de F é obtido por gráfico, encontrado nas literaturas da área em estudo.

Para o recuperador de calor, há o interesse do calor total fornecido pelo fluido quente ser absorvido pelo fluido frio. Nesse sentido, o balanço energético é fundamental para o dimensionamento desses recuperadores.

Considerando o sistema adiabático na Fig. (3.8) com todos os parâmetros necessários para análise do balanço energético, a quantidade de calor nesse recuperador obtido a partir da Eq. (3.7) é:

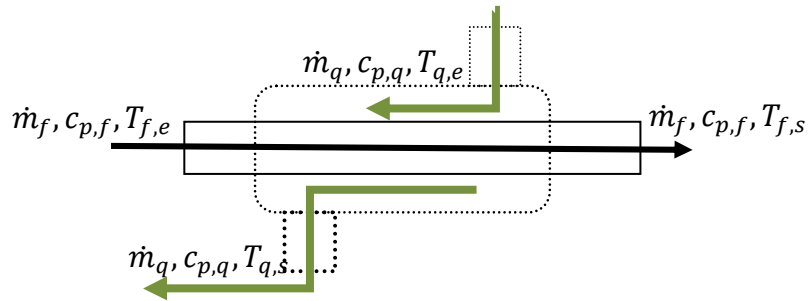


Figura 3.8 – Parâmetros usados no cálculo do recuperador de calor

$$-\dot{m}_q \cdot c_{p,q} \cdot (T_{q,s} - T_{q,e}) = \dot{m}_f \cdot c_{p,f} \cdot (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (3.7)$$

O balanço de energia fornece a adequada relação entre as vazões mássicas dos fluidos e sua temperatura na entrada e na saída.

3.1.6 Inversores de Frequência

O inversor de frequência é um sistema eletro-eletrônico utilizado nas instalações que necessitam de variações de frequência conforme a velocidade de interesse. Outra utilização desse sistema é o melhoramento da qualidade da energia, e também a redução de perdas elétricas da alimentação no sistema de cogeração.

O gráfico da Fig. (3.9) mostra a economia de energia com o uso do inversor aplicado em sistemas de bombeamento ou ventilação (JUNIOR, 2006).

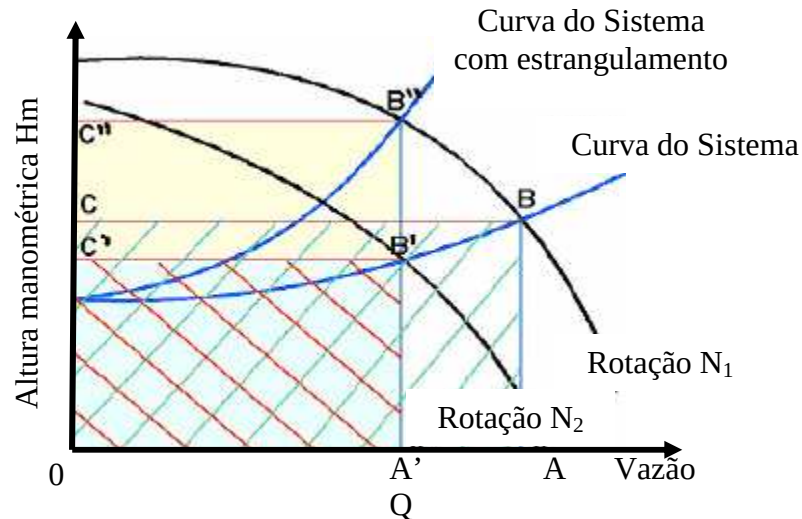


Figura 3.9 – Aplicação do conversor de frequência na economia de energia.

O exemplo do motor bomba da Fig. (3.9), operando normalmente na vazão Q_1 , tem consumo de energia dado pela área compreendida por $OABCO$. Reduzindo a vazão para Q_2 , pode-se aumentar a perda de carga fechando uma válvula, onde se teria a energia consumida pela área $AO'B'C'O$, ou instalando um inversor de frequência que diminuirá a rotação da bomba de N_1 para N_2 , alcançando a vazão Q_2 e consumindo uma energia menor (área compreendida por $AO'B'C'O$), ou seja, houve economia de energia correspondente à área $B'B''C''C'B'$. Esta prática constitui em um grande potencial de economia de energia, já que cargas centrífugas correspondem a 60 % das aplicações em motores elétricos (PROCEL, 2006).

Nesse trabalho, o inversor de frequência é utilizado para bombear o fluido principal do sistema de refrigeração que troca calor com os gases de exaustão no recuperador de calor. Deve-se salientar que o controle da vazão do fluido era, até pouco tempo, realizada através do uso de válvulas de controle que realizava esta função de inserção e retirada de perdas de cargas. Portanto, ao invés de controlar o fluxo através da ineficiente inserção de perdas, pode ser feito a partir de inversores de frequência.

3.2 MEDIDORES DE VAZÃO E TEMPERATURA

Para se obter as vazões dos fluídos pertencentes ao sistema em estudo, tanto para o gás natural e gases de escape, como para o óleo mineral, utilizaram-se dois tipos de equipamentos de medição na obtenção das vazões. Esses medidores de vazão podem diferenciar a partir de dois princípios:

- i. extração de energia do processo: consiste em alterar a seção de escoamento para que sejam verificadas variações nos termos da equação da energia aplicada entre estas seções, sendo que a vazão pode ser obtida através da extração de alguma forma de sua energia, com a utilização de um elemento sensor apropriada no jato de vazão;
- ii. adição de energia ao processo: é introduzida ao fluído uma fonte de energia externa, possibilitando o efeito interativo entre a energia do fluído em movimento e a energia do medidor, fornecendo um sinal proporcional à vazão.

O segundo princípio não oferece perdas de cargas, mas necessita de fonte de energia externa. Neste princípio, o medidor a ser usado será o ultra-sônico. No processo de extração de energia, será utilizado o método do diferencial de pressão. Ambos os princípios são discutidos a seguir.

3.2.1 Medidores Ultra-Sônico

O medidor de vazão ultra-sônico foi desenvolvido para medir a velocidade de fluídos dentro de um duto fechado. Os transdutores são do tipo não-intrusivos e acopláveis, ou seja, eles não interferem no fluxo, portanto, não há queda de pressão.

A instalação desses equipamentos é fácil, assim como também o é sua remoção. Eles são colocados na parte externa da tubulação (transdutores), não necessitando a inserção do medidor nela.

A montagem desses transdutores pode ser pelo método V – em que o som atravessa a canalização duas vezes, ou pelo método W – em que o som passa pela canalização quatro vezes. A escolha do método de montagem depende das características do tubo e do líquido. No capítulo seguinte, será abordado novamente esse assunto, e será apresentado o método e o modo de operação na obtenção da vazão do fluído que troca calor com o recuperador de calor do sistema de cogeração.

Estes medidores estão baseados em dois princípios relacionados com a emissão de som através do fluxo de vazão a ser medido; são eles:

- efeito Doppler;
- tempo de trânsito.

O “efeito *doppler*” é a variação de frequência produzida pelo movimento relativo do fluido quando as ondas são refletidas pelas partículas móveis dele. Os emissores projetam um feixe contínuo de ultras-som na faixa de centenas de kHz.

Para o princípio do “tempo de trânsito”, o tempo transcorrido entre a emissão e a recepção do som depende do meio através do qual ele está se propagando, e do movimento relativo dele (velocidade).

Os elementos responsáveis pela recepção do sinal sonoro que se encontra na faixa do ultras-som se constituem de cristais piezoelétricos fixados nas paredes da tubulação.

Esses medidores requerem circuitos eletrônicos especiais, apropriados para conversão em vazão da frequência ou tempo de trânsito.

3.2.2 Medidor de Diferencial de Pressão

Na extração de energia, o dispositivo de extração que oferece certo bloqueio à vazão (perda de carga) pode ser classificado como: placa de orifício (ou diafragma), bocal de vazão, tubo venturi e tubo pitot. As placas de orifício podem ser classificadas em três tipos distintos em relação ao seu posicionamento e estão representadas na Fig. (3.10).

A Figura 3.10d mostra o fenômeno físico de um fluxo num dispositivo de extração por orifício concêntrico montado entre flanges (DELMÉE, 2006), que interrompe uma canalização ou canal fechado em que se observa a perda de carga (conseqüentemente a queda de pressão). Neste trabalho, será explorado o dispositivo de orifício concêntrico, por apresentar a configuração mais comum.

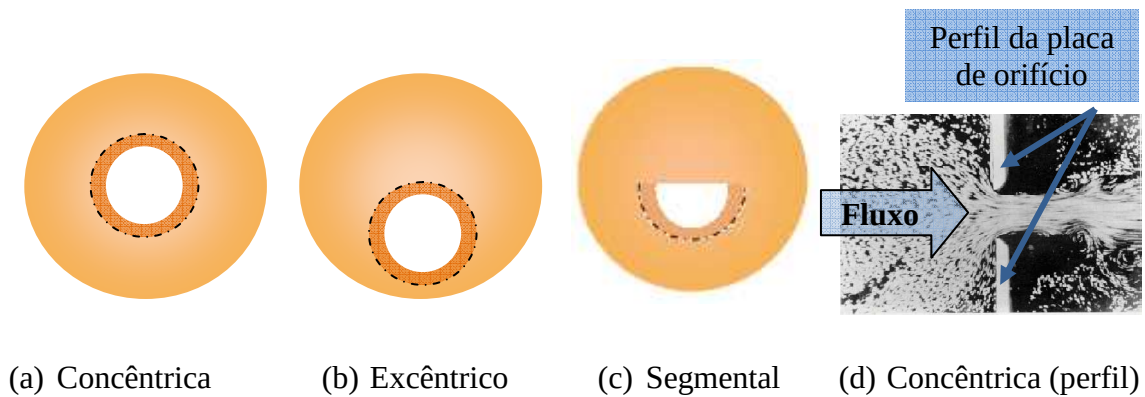


Figura 3.10 – (a), (b) e (c) são esquemas de placas de orifício e (d) a placa concêntrica de perfil mostrando a perda de carga sofrida na passagem do fluído

Algumas características tornam-se necessárias para aplicação e elaboração desses orifícios concêntricos que são relacionados a seguir (ISMAIL, 1998):

- o furo no qual escoo o fluído é circular e concêntrico com a linha central do tubo (ver Fig. 3.10d);
- a borda do lado em que entra o fluxo é perpendicular com a superfície lisa do duto;
- são utilizadas como instrumentos de medida para líquidos com pressões até 10^7 N/m² e temperatura até 550 °C e para gases com pressões até $5,5 \times 10^7$ N/m² e faixa de temperatura de -50 °C a 250 °C;
- maior uso com números de Reynolds entre 10^4 e 10^7 ;
- longos trechos retos de tubulação disponíveis devido às altas perdas de cargas.

Há vários critérios de colocação de tomadas de placas de orifício padrão. Isso porque a praticidade de instalação impossibilita a padronização. Aqui são citadas quatro possibilidades de colocação de tomadas em uso, que são:

- nos flanges (*flange taps*);
- A D e $\frac{1}{2}$ D (*radius taps*);
- nos cantos e (*corner taps*);
- A $2\frac{1}{2}$ D e 8D (*pipe taps*).

A norma ISO 5167 considera os três primeiros tipos de tomadas, ao passo que a *pipe taps* e *flange taps* são considerados pela norma AGA3.

A técnica de colocação de tomadas *flanges taps* utilizada neste trabalho tem tendência a ser cada vez mais empregada para tubos de diâmetro superior a duas polegadas, já que a normalização da distância entre os furos, independente do diâmetro da linha, permite a utilização de acessórios de instalação com distância entre furos padronizados (DELMÉE, 2006). Para tubos com diâmetros inferiores a duas polegadas, a instabilidade existente limita esse tipo de tomada, sendo impraticável.

A precisão diminui com o aumento da razão entre o diâmetro do orifício e o do tubo, contendo uma faixa precisa dessa razão de $0,35 \leq \frac{d}{D} \leq 0,65$, segundo SIGHIERI (1988).

3.2.3 Pressão Diferencial

O medidor de pressão diferencial se baseia na pressão diferencial que se forma junto de uma restrição na linha de fluxo e que varia com a quantidade que escoar pelo tubo. A restrição provoca um aumento na velocidade, resultando em uma queda de pressão e produzindo uma pressão diferencial. A quantidade de fluxo na linha de escoamento é proporcional à raiz quadrada da pressão diferencial, como é vista na Eq. (3.8). A Fig. (3.11) mostra o gráfico da queda de pressão produzida por um elemento de restrição (placa de orifício) na linha de fluxo (BENEDICT, 1984).

$$Q \propto \sqrt{dP} \quad (3.8)$$

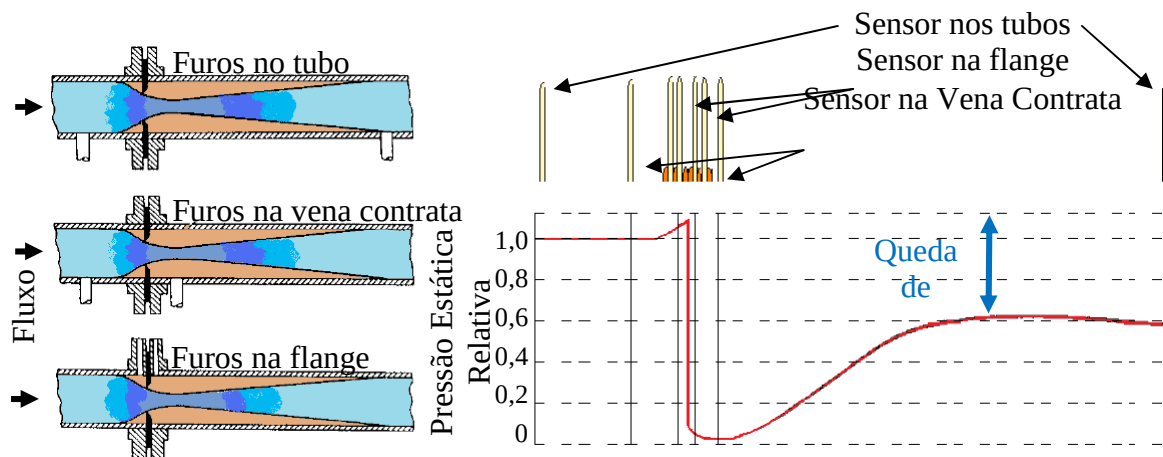


Figura 3.11 – Tomadas de pressão numa placa de orifício.

Observa-se a partir do gráfico da pressão estática relativa que a pressão sofre uma perda diferencial. A perda aparentemente chega à sua totalidade, mas logo se recupera, até se estabilizar com um valor de pressão inferior do que o da entrada.

Para a realização de medição de vazão por meios eletrônicos, torna-se necessária a utilização de transmissores de pressão estática. Os transmissores eletrônicos são instrumentos que possibilitam a medição de vazão com correntes padronizadas de 4 a 20 mA (DELMÉE, 2003). Para o cálculo da pressão diferencial, tem-se uma faixa de 0 a 2500 mmH₂O.

Os transmissores do tipo diferencial de pressão são alguns dos mais produzidos e geram um mercado muito importante para fabricantes de instrumentos industriais. Os modernos transmissores de pressão diferencial empregados na medição de vazão com placas de orifício possuem características comuns que podem ser destacadas a seguir:

- suportam elevadas pressões estáticas (com padrão em torno de 150 bar);
- suportam elevadas pressões diferenciais, sendo possível aplicar a pressão estática de um só lado da célula do transdutor, sem danificá-lo;
- possuem correção interna de pressão estática e de temperatura, quando essas variáveis influem na exatidão da transdução.

No trabalho em estudo, o transmissor em estudo é o sensor piezoelétrico, que é considerado ativo porque a pressão que atua sobre o elemento sensor (cristal) gera uma diferença de potencial proporcional. Esse tipo de sensor é utilizado para captar perturbações aerodinâmicas e outros (SCHNEIDER, 2010). O sinal de resposta é linear

com a variação de pressão, sendo capaz de fornecer sinais de altíssimas frequências de milhões de ciclos por segundo. Os elementos piezoelétricos de característica pequena e de construção robusta são cristais (como o quartzo) que acumulam cargas elétricas em certas áreas da estrutura cristalizada, quando sofrem deformação por ação física de uma pressão.

3.2.4 Equacionamento

A medição de vazão por placas de orifício é utilizada mundialmente, mesmo sendo uma das mais antigas, pela facilidade de desenvolvimento de medidores versáteis, empregados na maioria das aplicações industriais (DELMÉE, 2006).

As medidas por placas de orifício com tomadas tipo *flange taps* consiste em três atividades distintas: inspeção dimensional da parte mecânica dos transmissores e verificação da vazão. As equações teóricas da medição da vazão por pressão diferencial a serem utilizadas são complementadas por coeficientes que possibilitam maior precisão na obtenção dos valores.

Para o desenvolvimento dessas equações, são considerados líquidos incompressíveis os que fluem em uma tubulação unidimensional em regime permanente e utiliza a equação da continuidade.

A taxa de fluxo é determinada a partir da diferença de pressão entre a seção do fluxo corrente antes do aparelho A_1 e a seção de estrangulamento A_2 (ver Fig. (3.12)). Num determinado instante, ao longo da tubulação, a vazão volumétrica Q_v é igual ao produto da velocidade pela seção do aparelho.

Para estabelecer uma relação entre a velocidade e a pressão, a equação de Bernoulli desenvolve-se num filete líquido, cujo diâmetro varia num trecho, como mostra a Fig. (3.12).

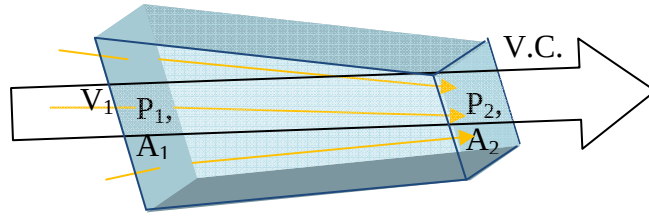


Figura 3.12 – Esquema de uma tubulação com fluido – equação de Bernoulli.

Aplicando a equação de Bernoulli para uma determinada faixa de pressão P_1 a P_2 , tem-se:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \rho P_1 + z_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \rho P_2 + z_2 \quad (3.9)$$

em que:

- V é a velocidade (m/s);
- P a pressão (Pa);
- g a aceleração da gravidade (m/s);
- Z a elevação (m) entre os níveis do filete do fluido e;
- ρ a densidade (kg/m^3).

Desprezando o valor de elevação, rearranjando a equação para uso direto em cálculos de elementos deprimogênicos e empregando os símbolos β e E , usados internacionalmente, temos:

$$V_1 = E\beta^2 \cdot \sqrt{\left(\frac{2}{\rho}\right) \cdot (P_1 - P_2)} \quad (3.10)$$

O valor de β representa a razão entre as secções das áreas A_2 e A_1 e para E :

$$E = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} \quad (3.11)$$

Para que a aplicação da equação de Bernoulli torne-se prática em casos reais, já que a aplicação direta para escoamentos reais é diferente do filete líquido adotado como critério inicial, é necessário introduzir o coeficiente de descarga (C):

$$C = \frac{\text{vazão real}}{\text{vazão teórica}} \quad (3.12)$$

onde a vazão teórica é calculada a partir de medidas precisas das dimensões do elemento, da massa específica do fluído e da pressão diferencial.

Já a vazão real é medida pelo tempo necessário para se preencher determinado volume.

O coeficiente de descarga satisfaz as condições à placa de orifício utilizada na medição do diferencial de pressão discutido no capítulo quatro. As curvas representantes de C em função das curvas de Números de Reynolds (Re) tendem a ser constantes para valores maiores de Re. Para a placa de orifício, o valor de C aproxima-se de 0,61 para grandes valores de Re.

Combinando a equação da continuidade com a Eq. (3.8) na equação:

$$Q_{real} = C \cdot Q_{teórico} \quad (3.13)$$

o valor de Q obtido é calculado pela Eq. (3.14):

$$Q_v = CE\beta^2 \cdot A_1 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(P_1 - P_2)}{\rho}} \quad (3.14)$$

A vazão mássica é dada por:

$$\dot{m} = CE\beta^2 \cdot A_1 \cdot \sqrt{2\rho \cdot (P_1 - P_2)} \quad (3.15)$$

O equacionamento para escoamento compressível em fluídos reais pode ser corrigido multiplicando-se as vazões volumétricas ou mássicas por um fator de expansão isentrópico ϵ em função de β , ΔP e k :

$$Q_m = 1,1107 \cdot CE\beta^2 \cdot D^2 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{2\rho \cdot (P_1 - P_2)} \quad (3.16)$$

Os valores de ε variam segundo a norma de medição adotada e também em relação aos pontos de tomada de pressão diferencial sobre o medidor. Pela norma ISSO 5167/98, seu valor é dado por:

$$\varepsilon = 1 - (0,351 + 0,256\beta^4 + 0,93\beta^8) \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/k} \right] \quad (3.17)$$

3.5.5 Sistema de Aquisição de Dados

A placa de sistema de aquisição de dados de diferencial de pressão (SADdP) desenvolvida no Laboratório de Controle e Instrumentação em Energia e Meio Ambiente do LES possibilita determinar medições de fluxo utilizando outras variáveis correlacionadas fisicamente com a vazão. A vazão que opera nos dutos de gás natural e gás de escape do motor de combustão interna é medida através de um transmissor piezoelétrico de referência RS395-257 *Honeywell* pertencente à placa de aquisição de dados. O *datasheet* do transmissor (ou transdutor) piezoelétrico estudado neste trabalho encontra-se em anexo.

A Figura 3.13 mostra a placa de aquisição de dados e, em destaque, o transdutor utilizado.



Figura 3.13 - Placa de aquisição de dados para obter o valor do diferencial de pressão do fluxo a gás.

3.5.6 Termopares

A obtenção dos valores de temperatura nos pontos de interesse do sistema em estudo foi realizada por sensores termopares. O sensor termopar é um instrumento que utiliza o efeito *Seebeck*. Observado no ano de 1821 por *Thomas Johann Seebeck*, esse efeito consistia na colocação de dois condutores metálicos de naturezas diferentes, em contato pelas extremidades. Posicionando as junções em corpos de temperatura distinta, irá surgir uma corrente elétrica que percorrerá ambos os condutores e fornecerá um sinal ao instrumento de medição, que fará a leitura.

As Figuras 3.14 e 3.15 mostram a estrutura física e o modo de medição respectivamente.

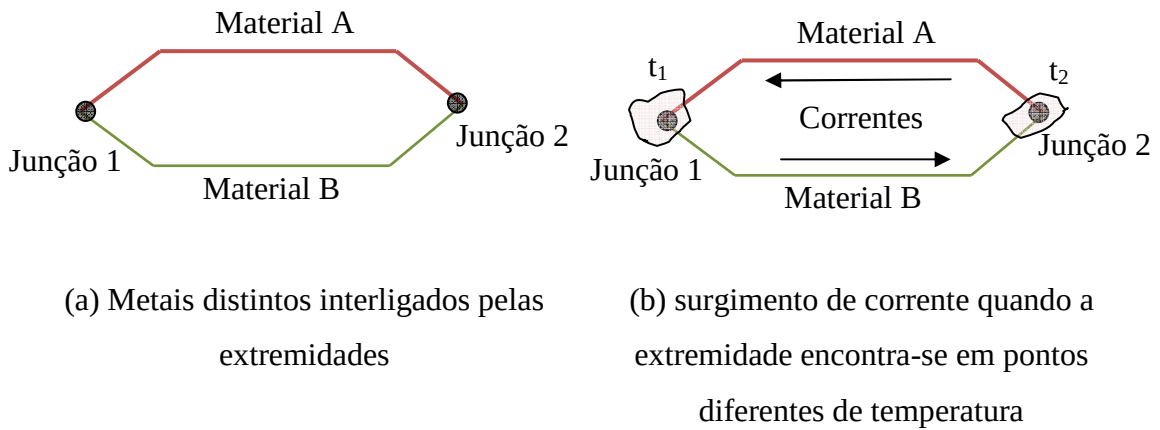


Figura 3.14 – Estrutura física do termopar

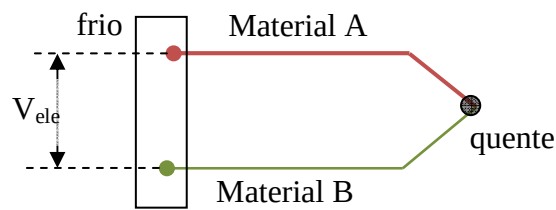


Figura 3.15 - Circuito esquemático de medição na estrutura física do termopar

Na figura anterior, o termopar apresenta uma diferencial de potencial na junção fria. Esse potencial possibilitará a medição numa unidade de medida (dependendo da capacidade do instrumento de medida) de temperatura no ponto desejado.

A classificação do termopar se dá pelo tipo de metal utilizado na sua confecção, havendo vários tipos. A Tab. (3.2) mostra alguns desses termopares (TERMOPARES, 2010). No entanto, o usuário deve ficar atento na escolha do termopar, levando em consideração a faixa de temperatura fornecida pelo fabricante.

Tabela 3.2 – Tipos de termopares e faixa de operação.

Tipo de Termopar	Liga	Faixa recomendada de utilização (°C)
J	Ferro / Constantan	-270 a 760
K	Chromel / Alumel	-270 a 1200
S	Platina	-50 a 1768
	Pt / Rh (90/10)	
W	W / Rh (26/74)	2500
T	Cobre / Constantan	-270 a 400
L	Ferro / Cobre-níquel	-200 a 900

A linha da Tab. (3.2) em destaque corresponde ao tipo de termopar utilizado neste estudo. Os valores das temperaturas máximo e mínimo dos ensaios obtidos estão dentro da faixa de valores de temperatura fornecidos pelo fabricante.

CAPITULO 4

MEDIÇÕES E ENSAIOS

No sistema de cogeração em estudo, muitas propriedades foram obtidas pela necessidade de dados, através de medições e ensaios, bem como suas características físicas, químicas e técnicas da substância e/ou equipamentos para o desenvolvimento dos cálculos.

O fluxo do gás natural e do óleo usado para trocar calor no recuperador no sistema de cogeração permitiu obter valores das propriedades, do processo. Para ambas as medições há dois princípios diferentes (mencionados no capítulo 2).

O valor da temperatura obtido na medição por termopares possibilitou uma leitura mais próxima do real no sistema de cogeração como o todo. O valor da temperatura obtida na saída dos gases de escapamento, após trocar calor com o recuperador de calor, teve, como finalidade, mostrar a possibilidade de mais um reaproveitamento do vapor de processo.

Neste capítulo, os instrumentos usados nas medições serão discutidos de forma breve.

4.1 DIAGRAMA MULTIFILAR E DISTRIBUIÇÃO DE CARGAS

A Figura 4.1 mostra o sistema elétrico e térmico do sistema de cogeração, através de representações simbólicas.

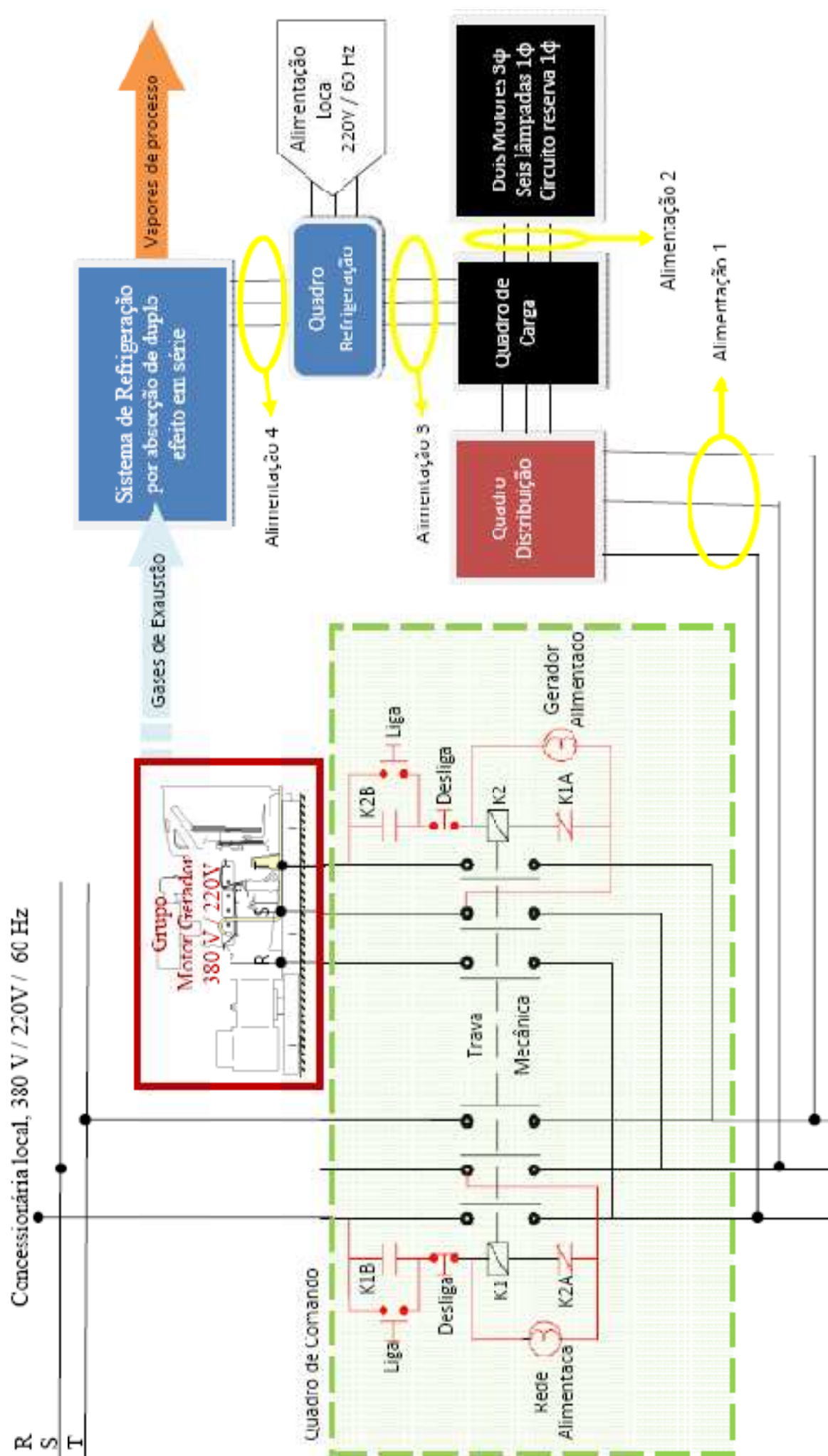


Figura 4.1 – Diagrama multifilar da alimentação do quadro de comando e do sistema de cogeração

Na Figura 4.1, é apresentado o sistema de cogeração em estudo. O diagrama de comando, responsável pelo “gerenciamento” de todo o sistema recebe alimentação da rede trifásica 380V / 60 Hz local e do grupo motor gerador.

A partir de um circuito de comando, o operador opta pelo tipo de fornecimento de energia elétrica fornecido às cargas de ensaio. Considerando que o usuário opte pela alimentação da rede, ele acionará a botoeira, carga da rede, e o gerador fica inoperante, sendo aproveitados apenas os gases de escapamento e arrefecimento do MCI para o sistema térmico. Caso contrário, acionando a botoeira, carga do gerador, o grupo motor gerador estará em funcionamento pleno, fornecendo energia elétrica e térmica para o sistema de cogeração.

A Figura 4.2 apresenta uma vista panorâmica da sala de Máquinas de Cogeração (Laboratório de Combustão e Motores) e em destaque o sistema de cogeração. Na Fig. (4.3) os instrumentos de medida da tensão e frequência do alternador síncrono.



Figura 4.2 – Sistema de Cogeração do LES



(a)



(b)

Figura 4.3 – Instrumentos de medição (a) voltímetro e (b) frequencímetro.

As leituras do voltímetro e do frequencímetro analógicos pertencem ao gerador. De modo didático, o voltímetro fornece à leitura da tensão elétrica no gerador que é de 380 V nominal, e o frequencímetro a leitura da frequência de operação com o valor nominal de 60 Hz.

A partir da saída do barramento do quadro de comando, tem-se a primeira alimentação. O quadro de distribuição, responsável pelo circuito principal do sistema elétrico, recebe a alimentação 1 com 380 V/ 220 V / 60 Hz, que conecta ao quadro de carga. Deve-se salientar que todos os quadros mencionados têm disjuntores de proteção. No quadro de distribuição, a tensão fornecida não é apenas trifásica, podendo ser fornecida tensão monofásica. Isso se torna possível porque o quadro de carga fornece também a linha do neutro. Na medição realizada, a tensão gerada correspondia a 384,5 V no sistema trifásico e 222,3 V no sistema monofásico, com variações para mais e para menos de 1 V. Na frequência, a leitura foi de 60 Hz. As oscilações dos valores das tensões monofásicas e trifásica já eram de se esperar, já que a oscilação do sistema é prevista na NBR 5410.

O quadro de distribuição fornece dois ramais de alimentação. A alimentação 2 fornece energia para as cargas mostradas na Tab. (4.1), e a alimentação 3 para o quadro de refrigeração mostrado na Fig. (4.4).

Tabela 4.1 – Cargas alimentadas pelo quadro de cargas

Carga	Características	Ligação
Dois motores	O uso desses motores é para testes.	Trifásica
Seis lâmpadas de vapor de sódio	Três grupos de duas lâmpadas em paralelo monofásicas, alimentadas pelas fases individualmente R, S e T.	Monofásica
Motores de bombeamento	Quatro motores monofásicos são utilizados para o sistema de refrigeração e um motor trifásico para o bombeamento do fluido do óleo térmico.	Monofásico / trifásico

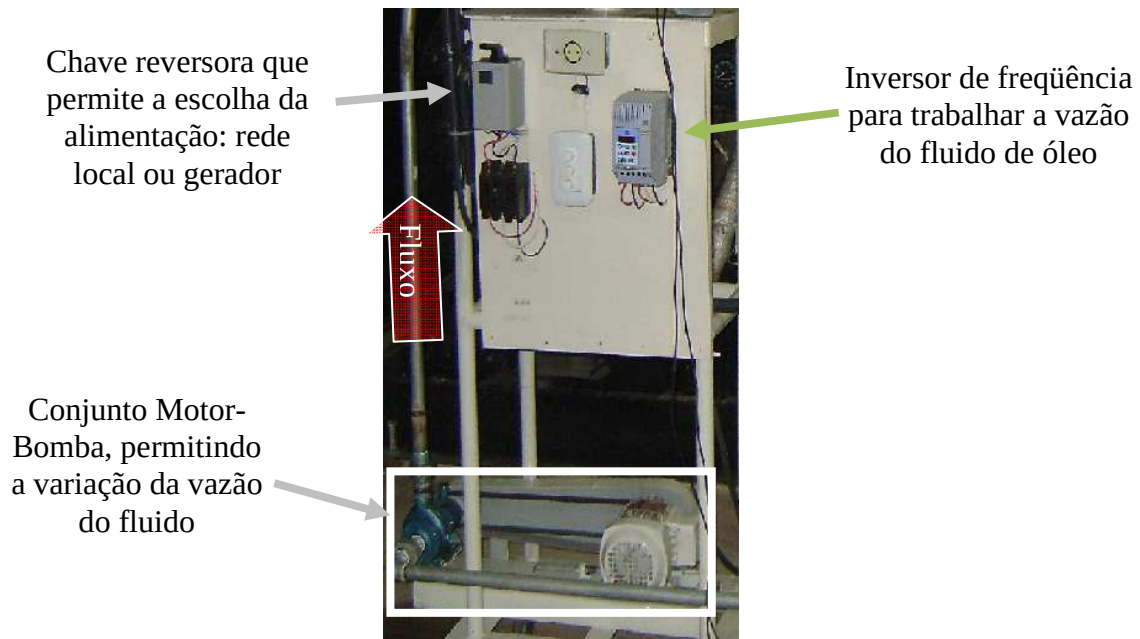


Figura 4.4 – Diagrama de carga de refrigeração.

O quadro de refrigeração correspondente à alimentação 4, contém uma chave reversora. A finalidade dessa chave é possibilitar que os circuitos de carga dos motores bombas possam ser alimentados pela rede local. Essa rede não pertence ao barramento do quadro de comando, e sim à rede local.

O sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito em série recebe energia térmica vinda dos gases de escape do MCI. O sistema por absorção de duplo efeito consta de: gerador de vapor a pressão alta, gerador de vapor a pressão

intermediária, condensador 1, condensador 2, absorvedor, evaporador, tubos em U, trocador de calor da solução a nível de pressão alta, trocador de calor da solução a nível de pressão intermediária, ejetor e bombas.

4.2 CÁLCULO DA VAZÃO

4.2.1 Calibração do SADdP

A calibração do SADdP foi realizada no Laboratório de Controle e Instrumentação em Energia e Meio Ambiente por um manômetro de tubo inclinado, possibilitando, assim, a aferição do medidor de diferencial de pressão padrão.

O manômetro de tubo inclinado, de concepção bastante simples, é recomendado para pressões próximas à atmosférica, na faixa entre 10 Pa e 200 kPa, como também, para medir pressões diferenciais em dispositivos como placas de orifício, dispositivo este utilizado neste trabalho. A Fig. (4.5) mostra o aspecto deste tipo de sensor utilizado no laboratório para calibração, e a Tab. (4.2) características do fabricante (LAMBRECHT, 2010).

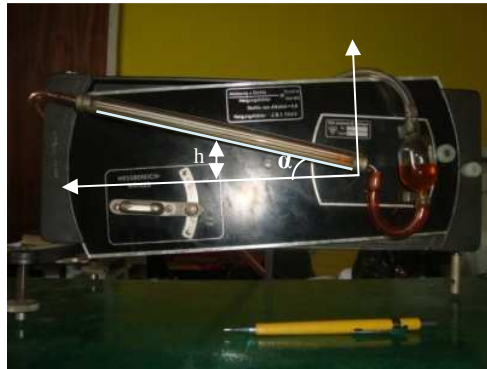


Figura 4.5 – Manômetro de tubo inclinado utilizado nos ensaios

Tabela 4.2 – Características técnicas do fabricante

Características	Instrumento de Medição ajustável pelo ângulo de inclinação				
Faixa de Medição	0–64 Pa	0–160 Pa	0–320 Pa	0–800 Pa	0–1600 Pa
Inclinação ($\text{sen } \alpha$)	1:25	1:10	1:5	1:2	1:1
Divisão de escala	0,4 Pa	1 Pa	2 Pa	5 Pa	10 Pa
Precisão	$\pm 1\%$ do respectivo valor final da escala da medição				
Faixa de aplicação	Pressão ± 100 kPa (estática) e temperatura de $0 - 40$ °C				

A equação diferencial de pressão desse sensor é representada por:

$$P_2 - P_1 = d \cdot g \cdot h \quad (4.1)$$

Em que P_1 e P_2 são as pressões nos ramais, d a densidade do fluido utilizado, g a aceleração da gravidade, e h a diferença de cota entre as superfícies livres.

O cálculo de h é dado pela Eq. (4.2) e seu ângulo de inclinação α

$$h = x \cdot \text{sen} \alpha \quad (4.2)$$

Os ensaios foram realizados no túnel de vento do Laboratório de Controle e Instrumentação em Energia e Meio Ambiente. A variação da vazão no túnel foi possível com o inversor de frequência acoplado no motor do túnel de vento. O SADdP e o manômetro de tubo inclinado foram postos em paralelo para que se tivesse a mesma tomada de medida de diferença de pressão.

A realização do ajuste de um modelo matemático a duas ou mais variáveis deve primeiramente levar em consideração a relevância destas variáveis para descrever o fenômeno que se está controlando, em resumo, sempre é possível estabelecer uma relação matemática entre grandezas numéricas, tomando cuidado para que o relacionamento das grandezas numéricas faça sentido teórico. Neste caso, as variáveis trabalhadas foram a diferença de pressão e a tensão elétrica.

Foram realizadas dez variações de frequência para obter as medições desejadas, obtendo como valores medidos a diferença de pressão e o sinal de tensão no

SADdP. A leitura da diferença de pressão foi realizada no manômetro inclinado, e o valor de tensão, no SADdP. O procedimento de medição foi repetido com as mesmas considerações anteriores, sendo obtidos os mesmos valores. Portanto, a pressão diferencial e o sinal de tensão nos dois ensaios realizados possibilitam o equacionamento matemático na obtenção desses parâmetros.

Uma vez estabelecida a relação e uma boa correlação entre as duas variáveis, deve-se obter uma fórmula matemática que possa fornecer os resultados da diferença de pressão dados os valores de sinal de tensão, ou seja, uma regressão linear. Deve-se observar que a regressão linear condiz com o medidor de pressão diferencial piezoelétrico trabalhado, já que, nas características técnicas referentes no *datasheet* do transdutor RS395-257 que se encontra em anexo, a resposta do sinal de tensão é linear. Outro motivo que leva à escolha da regressão linear é à disposição dos pontos no gráfico obtido pelo ensaio na Fig. (4.6).

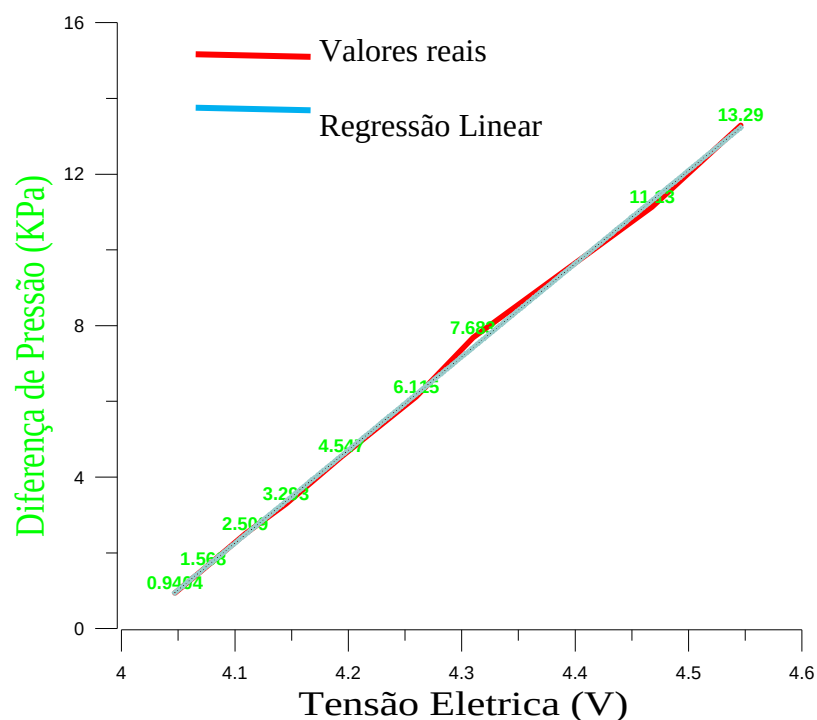


Figura 4.6 – Medição para aferimento do SADdP

Há dois parâmetros que podem ajudar a analisar os dados obtidos:

- erro padrão da estimativa: calcula o maior erro na faixa de 95% da amostra (dois graus de liberdade);

- coeficiente de determinação r^2 : mede o modo de associação de duas variáveis.

O valor do coeficiente de determinação r^2 foi de 0,999. Isso significa que 99,9% das variações da tensão e pressão diferencial são explicadas, ficando 0,1% sem explicação.

Ainda resta saber se a correlação positiva forte é devida aos dois parâmetros ou se a diminuição de problemas está relacionada com outros parâmetros (desconsiderados aqui). Aplicando o teste completo de Fisher (F) ou teste de hipótese F na Eq. (4.3):

$$F = \frac{\frac{r^2}{K-1}}{\frac{1-r^2}{n-K}} \quad (4.3)$$

onde K corresponde ao grau de liberdade de valor 2, e n o número de amostra que corresponde a nove.

Substituindo todos os parâmetros na Eq. (4.3), o valor de F é 699,3. Para o valor crítico de F (causa superior e inferior da distribuição) de significância 0,01, temos:

=INVF (significância; K-1; N – K) = INVF (0,01;1;8), função no Excel;

Fcrit. = 12,246 (< 699,3)

Portanto, o valor de F crítico é bem menor que o valor de F, logo a regressão deve ser aceita.

$$dP = 24,603 \cdot V_{ele} - 98,618 \quad (4.4)$$

A Tabela 4.3 apresenta os resultados do primeiro ensaio. Deve-se salientar que a variação de pressão foi obtida pela variação de frequência num tubo de vento. Os intervalos das variações da frequência foram de 5 Hz, iniciando-se em 15 Hz e finalizando com a frequência da rede elétrica local de 60 Hz.

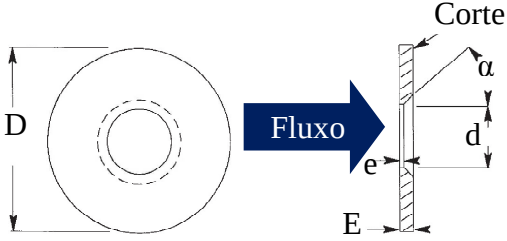
Tabela 4.3 – Medidas obtidas dos ensaios de calibração do SADdP.

Medição	Frequência (Hz)	Tensão (V)	Diferença de Pressão
1	15	4.047	0.9404
2	20	4.072	1.568
3	25	4.109	2.5088
4	30	4.145	3.2928
5	35	4.194	4.5472
6	40	4.26	6.1152
7	45	4.31	7.6832
8	50	4.599	9.2512
9	55	4.468	11.1328
10	60	4.546	13.288

4.2.2 Placa de Orifício

O *Institute British Standard 1042* define placa de orifício como: “simplesmente uma placa fina e plana com um furo central”. É informado que há vários outros tipos de bordas para placas de orifício (ver seção 3.2.2), no entanto, trabalha-se apenas com placas de orifício concêntricas pelo fato de a geometria da placa do orifício ser simples e seu custo, baixo, apesar das altas perdas de carga, que provocam a necessidade de longos trechos retos de tubulação disponíveis para instalação e grandes variações em seu desempenho devido a pequenos desgastes nas bordas. A Tab. (4.2) apresenta a medida geométrica que foi utilizada na fabricação da placa de orifício. Para os valores fornecidos na tabela, o desenho geométrico do orifício não apresenta proporcionalidades.

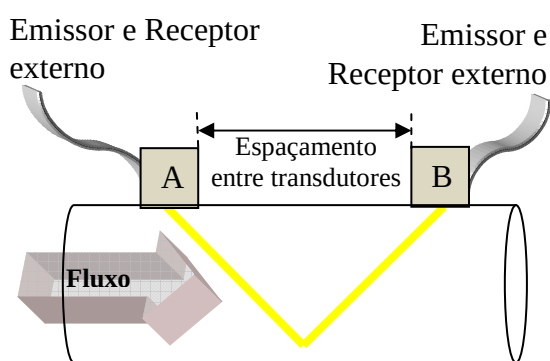
Tabela 4.4 - Parâmetros para o orifício da tubulação do gás natural

	Dimensões da placa de orifício	
	Diâmetro externo (D)	75,00 mm
	Diâmetro interno (d)	1,30 mm
	Espessura (E)	3,20 mm
	Espessura garganta (e)	0,60 mm
	Ângulo de recalque (α)	45°

4.2.3 – Medição da Vazão na Tubulação

A instalação do transdutor para a medição foi feita na montagem do modelo V. A escolha desse método é devida ao diâmetro da tubulação do líquido. A instalação no método V é a mais utilizada para a medição com diâmetro do cano variando aproximadamente de 20 mm a 300 mm (UFM170, 2009).

O cano utilizado é de ferro galvanizado, com diâmetro interno de 24,8 mm e diâmetro externo de 26,8 mm. A Fig. (4.7) mostra o esquema de montagem do medidor ultra-sônico.



(a) método V



(b) medição de campo

Figura 4.7 – Medição da vazão do fluido com ultra-sônico.

Para se ter a otimização na medição, a canalização deve ser longa o suficiente para eliminar erros induzidos por fluxo irregular. Tipicamente, este trecho reto do cano deve ser 15 vezes o diâmetro dele.

4.3 ANÁLISES TERMODINÂMICA IDEAL DO CICLO OTTO PADRÃO

No diagrama P-V da Fig. (3.12b), verifica-se um processo isentrópico (processo 1 - 2 e 3 - 4) em que há realização de trabalho sem a transferência de calor. Já para os processos 2 - 3 e 4 - 1 acontece o contrário, não existe trabalho, somente transferência de calor. As expressões para essa transferência de energia podem ser obtidas pela redução das equações do balanço de energia, considerando que as variações da energia cinética e potencial são desprezíveis. Será desenvolvida uma análise termodinâmica dos processos para o diagrama do ciclo *Otto*, obtendo todas as propriedades de temperatura, pressão e volume.

Processo 6 - 1 → pressão constante com entrada de ar na válvula de admissão que se encontra aberta (válvula de escape fechada):

$$P_1 = P_6 = P_0 \quad (4.5)$$

$$w_{6-1} = P_0(V_1 - V_2) \quad (4.6)$$

Processo 1 - 2 → curso de compressão isentrópico (todas as válvulas fechadas):

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = T_1 (r_c)^{k-1} \quad (4.7)$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = P_1 (r_c)^k \quad (4.8)$$

$$q_{1-2} = 0 \quad (4.9)$$

$$w_{1-2} = \frac{(P_2 \cdot v_2 - P_1 \cdot v_1)}{k - 1} = R \cdot \frac{T_2 - T_1}{1 - k} = c_v(T_1 - T_2) \quad (4.10)$$

Processo 2 – 3 → processo de combustão (todas as válvulas fechadas):

$$v_3 = v_2 = v_{PMS} \quad (4.11)$$

$$w_{2-3} = 0 \quad (4.12)$$

$$Q_{2-3} = (m_a + m_f) \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (4.13)$$

$$Q_{HV} \cdot \eta_c = (RAC + 1) \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (4.14)$$

$$T_3 = T_{max} \quad (4.15)$$

$$P_3 = P_{max} \quad (4.16)$$

Processo 3 – 4 → expansão do curso (todas as válvulas fechadas)

$$q_{3-4} = 0 \quad (4.17)$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = T_3 \left(\frac{1}{r_c} \right)^{k-1} \quad (4.18)$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^k = P_3 \left(\frac{1}{r_c} \right)^k \quad (4.19)$$

$$w_{3-4} = \frac{(P_4 \cdot v_4 - P_3 \cdot v_3)}{1 - k} = R \cdot \frac{T_4 - T_3}{k - 1} = c_v(T_3 - T_4) \quad (4.20)$$

Processo 4 -5 → calor rejeitado a volume constante

$$v_5 = v_4 = v_1 = v_{PMI} \quad (4.21)$$

$$w_{4-5} = 0 \quad (4.22)$$

$$Q_{4-5} = m_m \cdot c_v \cdot (T_5 - T_4) = m_m \cdot c_v \cdot (T_1 - T_4) \quad (4.23)$$

Processo 5-6 → na pressão constante, pistão percorre o curso até o PMS, liberando gases na válvula de escape.

$$P_5 = P_6 = P_0 \quad (4.24)$$

$$w_{5-6} = P_0(V_6 - V_5) P_0(V_6 - V_1) \quad (4.25)$$

4.4 – ANÁLISES DE GASES

A redução de gases poluentes é um desafio para fabricantes de MCI a gás natural, que aparecem na combustão da mistura do gás natural durante a queima no cilindro do motor.

Os principais poluentes emitidos pelos motores de combustão interna a gás natural são os óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO) e compostos voláteis orgânicos (CVO). Esses CVO são materiais não queimados e hidrocarbonetos não metano. Outros poluentes como óxido de enxofre (SO) são inerentes ao combustível utilizado.

Metas têm sido colocadas por órgãos ambientais como o EPA, Euro I, II, III, IV e V, e o CONAMA, do Brasil (Resolução CONAMA Nº 315, de 29 de outubro de 2002), como no trecho a seguir do Art. 15º Parágrafo 5: “os motores a gás natural deverão atender aos limites de emissão estabelecidos na tabela 2, segundo o ciclo de ensaio ETC⁹”.

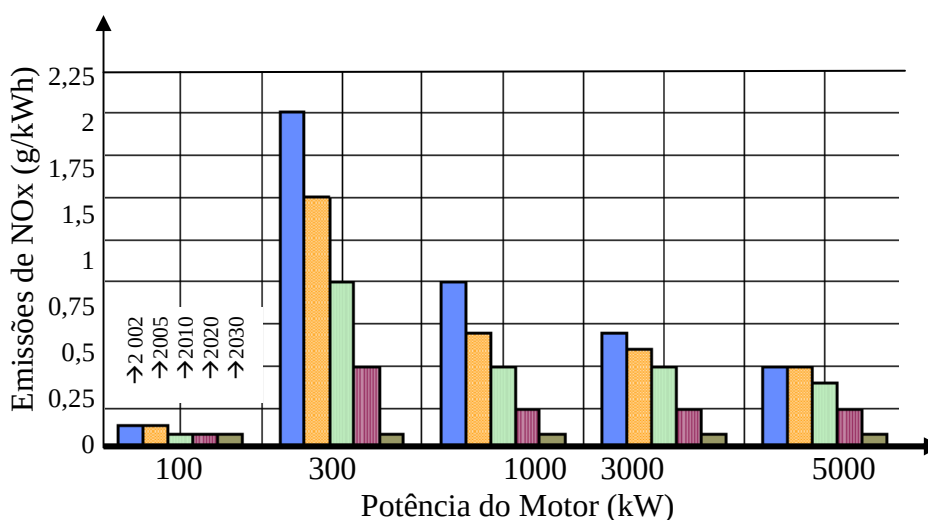
A tabela citada na resolução CONAMA está apresentada na Tab. (4.5), adaptada pelo autor.

⁹ Ciclo E.T.C. – denominado Ciclo Europeu em Regime Transiente – ciclo de ensaio que consiste de mil e oitocentos modos transientes, segundo a segundo, simulando condições reais de uso.

Tabela 4.5 – Valores limites dos gases (g/kWh) para motores a gás natural.

Data de atendimento	CO	Hidrocarboneto não metano, NMHC	Metano CH ₄ ¹⁰	NOx
A partir de 01/01/06 (PROCONVE P-5)	5,45	0,78	1,6	5,0
A partir de 01/01/09 (PROCONVE P-6)	4,0	0,55	1,1	3,5

A Figura 4.8 apresenta o controle de NOx para motores a gás natural de potência variadas por fabricantes até o ano de 2030. As poucas emissões representadas pelos motores de menor potência levam em conta a aplicação veicular dos motores de combustão a gás natural, que estão impostos a atender padrões por órgãos reguladores.



Fonte : EEA/1999

Figura 4.8 – Emissão de NOx para motores de combustão com gás natural

A medição dos gases do MCI em estudo foi realizada pela unidade de controle 454. É um sistema de medição para o registro de dados flexíveis para diversas medições. O registrador de dados de medidas salva leituras e pode executar programas de medição de forma independente. Podem ser ligadas até quatro sondas, sendo capaz de programar pelo *datalogger* e ler os dados gravados (TESTO, 2010).

¹⁰ Apenas para motores a gás natural.

A Figura 4.9 mostra a Unidade de Controle 454 nas medições realizadas. Esperou-se que o MCI entrasse em regime de trabalho, levando aproximadamente vinte minutos para iniciar as medições.

Os valores dos gases de exaustão na saída do MCI estão a 414 °C (ponto 1 da Fig. (3.1)), uma temperatura bastante elevada. Logo depois de passar pelo recuperador de calor essa temperatura fica a 104 °C (ponto 5 da Fig. (3.1)), uma temperatura menor e menos agressiva ao meio ambiente.



(a) Alguns dos ensaios realizados



(b) Unidade de Controle

Figura 4.9 – Unidade de Controle usada nas medições dos gases de escapamento.

Em anexo, encontram-se os valores obtidos na medição dos estudos da análise de gases de exaustão do MCI.

CAPITULO 5

RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 RESTRUTURAÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO

Para uma melhor adequação ao sistema de cogeração projetado, fez-se necessária uma reestruturação do grupo motor-gerador, do sistema de refrigeração e do recuperador existente no IES/LES-UFPB, bem como do espaço físico em que seria construído esse sistema. A reforma realizada procurou obedecer às normas regulamentais dos órgãos fiscalizadores competentes.

Na parte elétrica, dois quadros de energia foram postos para que pudessem dividir os circuitos pertinentes as cargas de interesse no sistema de cogeração. Os cabos de alimentação do gerador que interligam ao quadro de comando estavam anteriormente sobre o chão, comprometendo a proteção da alimentação do grupo motor-gerador e oferecendo riscos de segurança aos usuários do laboratório. Para corrigir esse problema, os cabos passaram a ser alimentados por via aérea, através de uma estrutura de perfis adaptadas ao local.

Na parte térmica, foi acoplado um sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito em série de brometo de lítio (Br-Li) e água, onde a água tem a função de refrigerante e o Br-Li com a função de absorvente, a um recuperador de calor já existente.

Na parte física, foi delimitada uma área de segurança, através de uma faixa amarela. Futuramente será demarcada com tela de proteção, dando uma maior proteção e segurança a terceiros.

5.2 ENSAIOS DO SISTEMA DE COGERAÇÃO

Foram realizados vários testes do sistema de cogeração, com o intuito principal de observar o comportamento funcional do grupo motor gerador, cargas elétricas e térmicas em horários aleatórios do dia. Foram observados vários fatores, entre eles temos:

- i. Instalação adequada dos quadros de distribuição e carga;
- ii. Operação na tensão e frequência de energia elétrica, tanto do gerador, como da rede convencional;
- iii. Fornecimento do combustível ao MCI, observando principalmente fatores como vazamentos externos na tubulação de alimentação;

Dentre esses ensaios, foram realizadas medições de temperatura em todo o sistema de cogeração, vazão do fluido, pressão, análises de gases e velocidade.

5.2.1 – Valores de Vazão

As medidas realizadas dos gases de escape, sistema de arrefecimento, gás natural e óleo vegetal são importantes para os cálculos das quantidades de calor do sistema como o todo.

O sistema de refrigeração adquire energia térmica a partir do fluido de óleo vegetal aquecido pelos gases de exaustão do MCI. Este óleo entra e sai pelo gerador de alta pressão. A medição de vazão desse óleo foi realizada pelo Ultra – sônico abordado em capítulos anteriores, obtendo os seguintes resultados mostrados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Valor da vazão do fluido

$\dot{q}_{oleo} = 0,0 \text{ 8l/s}$		Faixa de Operação
R^{11}	101,60 %	$97\% < R < 103 \%$
S^{12}	779,778 %	$600\% < S < 990\%$
Q^{13}	85 %	$60\% < Q < 99\%$

¹¹ Coeficiente de tempo de trânsito verifica se a instalação do transdutor está adequada e se os parâmetros do tubo inserido estão coerentes com os seus valores reais;

¹² Indica a amplitude dos sinais ultra-sônicos recebidos por um número de três dígitos;

¹³ Quanto maior Q, maior a precisão.

Os valores obtidos para a medida do fluxo do óleo foram compatíveis, já que os parâmetros R, S e Q tiveram valores dentro da faixa permitida pelo fabricante.

A vazão do fluido do gás natural foi obtida utilizando o SADdP. A medição realizada pelo método do diferencial de pressão fornece o valor da tensão elétrica.

$$V_{ele} = 7,933 \text{ V} \quad (5.1)$$

Substituindo o valor da V_{ele} na Eq. (4.4), o valor do diferencial de pressão encontrado é:

$$dP = 96,558 \text{ mmH}_2\text{O} \quad (5.2)$$

Tomando a relação $\text{mmH}_2\text{O} = 9,806 \text{ Pa}$, o novo valor para dP será de 946,848 Pa.

Esse valor poderia ser substituído na Eq. (3.16) para a obtenção da vazão do gás natural. No entanto, os dispositivos de extração usados na tubulação do gás natural comprometeram a alimentação do combustível ao MCI, decorrente a queda de tensão da pressão. Optou-se então, pelo valor da vazão fornecido no relatório apresentado à Petrobras do projeto TECLCOGN (Desenvolvimento de Tecnologia e Sistemas para Climatização e Cogeração Usando Gás Natural) (SANTOS, 2003). Esse valor é:

$$\dot{q}_{GN} = 30,12 \text{ m}^3/\text{h} \quad (5.3)$$

O valor da massa específica do gás natural corresponde a $\rho_{GN} = 0.7168 \text{ kg/m}^3$. Portanto, torna-se possível achar o valor da vazão mássica do gás natural, dado pela Eq. (5.4).

$$\dot{m}_{GN} = \rho_{GN} \cdot \dot{q}_{GN} \quad (5.4)$$

Nos primeiros ensaios, a água era o fluido refrigerante do sistema de refrigeração usado no projeto. No entanto, o aquecimento da água levava à evaporação (submetida à temperatura de gases de escape superiores a 100 °C).

Outro fator, comprometendo a utilização da água como fluido refrigerante era a temperatura de trabalho do refrigerante necessário para atender o projeto do sistema de refrigeração, que deveria ser de aproximadamente 140 °C.

Portanto, havendo a necessidade de troca do fluido de trabalho a ser utilizado no refrigerante, o óleo vegetal como refrigerante substituiu a água satisfatoriamente, já que sua temperatura de evaporação é superior a 200 °C.

Houve a realização de cinco ensaios no sistema de cogeração com o intuito de realizar o treinamento das medições (obtenção das leituras dos aparelhos de medição) e fazer correções necessárias para o desempenho eficiente de todos os componentes do sistema.

Os valores obtidos nas medições realizadas mostradas na Tab. (5.2) referem-se ao último ensaio, em que os problemas surgidos haviam sido corrigidos, bem como, o treinamento na realização das leituras.

Tabela 5.2 – Medição das temperaturas e vazão do fluido refrigerante

Tempo Ponto	Em minutos				
	10	20	30	50	60
1 (° C)	433,5	443,1	444,2	442,6	444,2
2 (° C)	217,0	214,0	237,6	238,0	238,4
3 (° C)	90,2	123,9	129,8	137,7	137,7
4 (° C)	86,9	88,0	93,0	92,0	93,5
5 (° C)	67,9	103,9	114,9	120,4	120,4
6 (° C)	99,7	127,4	139,2	145,6	145,6
$\dot{q}_{oleo}$ (l/s)	0,0886	0,0776	0,0818	0,0766	0,0836

Os termopares das medições conectados à superfície do sistema estão fixados nos pontos referentes na Tab. (5.2). A Fig. (5.1) mostra a localização de cada ponto medido.

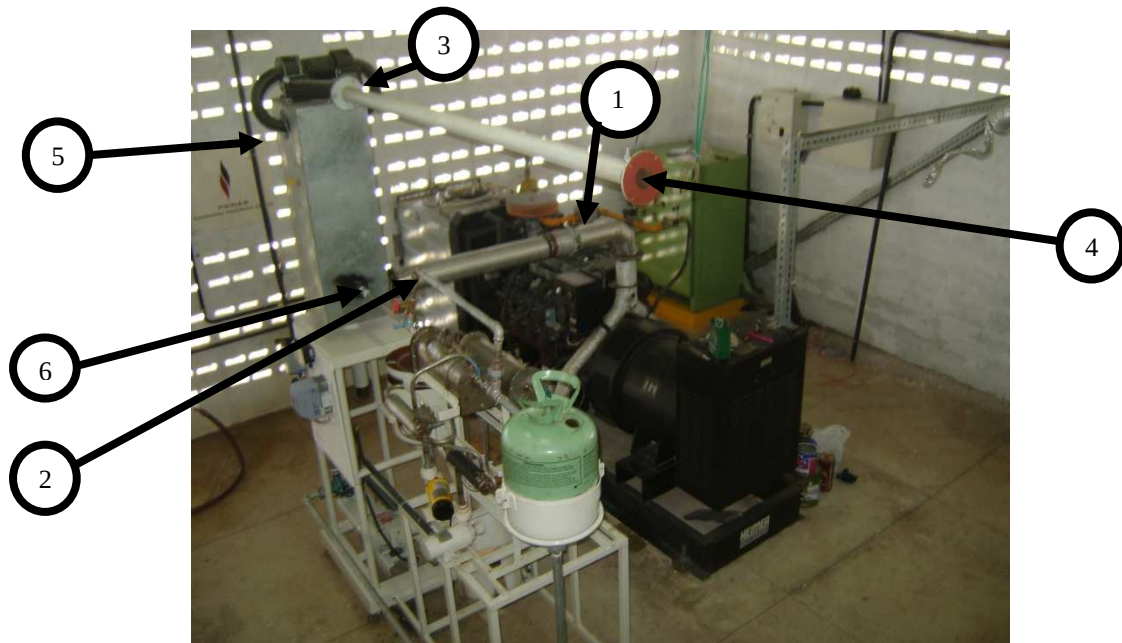


Figura 5.1 – Pontos da medição da temperatura.

A medição da vazão realizada no sistema, como abordada na seção 4.2.3, correspondeu ao tempo de regime de trabalho de 1h, isso porque, o sistema passou a trabalhar sem variações de temperatura significativas.

$$\dot{q}_{oleo} = 0,0836 \text{ l/s} = 8,36 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \quad (5.5)$$

Na medição da vazão de arrefecimento do MCI, a área de saída dos gases de arrefecimento é mostrada na Fig. (5.2a). A realização da medida de velocidade e temperatura para a área de $0,63 \times 0,53 \text{ m}^2$ proposta não apresentavam valores adequados (precisão na leitura) devido à captação medida da velocidade desses gases pelo anemômetro.

Sendo a área de captação do anemômetro pequena, tornou-se necessário subdividir em áreas menores. Para isso, a área de saída dos gases de arrefecimento foram subdivididas em doze seções (ver Fig. 5.2b) de aproximadamente $0,0278 \text{ m}^2$ cada. A Tab. (5.3) apresenta os valores medidos da velocidade e da temperatura.

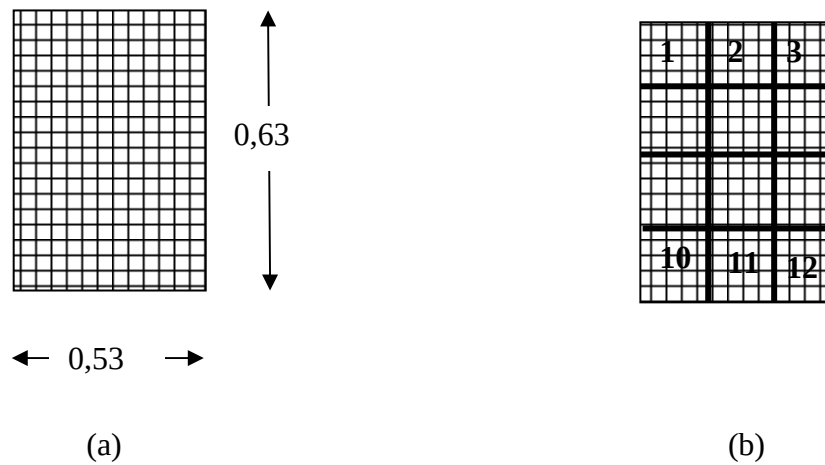


Figura 5.2 – Saída dos gases de arrefecimento (a) área total; (b) áreas subdivididas.

Tabela 5.3 – Valores medidos dos gases de arrefecimento

Sub-área	Temperatura (°C)	Velocidade (m/s)
1	53,0	10,5
2	58,5	11,0
3	58,0	9,0
4	51,5	12,0
5	61,5	8,0
6	54,5	10,4
7	53,5	9,8
8	58,0	10,0
9	50,0	10,0
10	46,0	10,0
11	58,5	12,0
12	48,5	10,0

A partir do cálculo das médias dessas subáreas, o valor médio da velocidade e da temperatura dos gases de arrefecimento foi de:

$$V_{arr} = 10,225 \text{ m/s} \quad (5.6)$$

$$T_{arr} = 52,95 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (5.7)$$

O valor da vazão de arrefecimento é obtida a partir da multiplicação da área total de saída dos gases e sua velocidade média:

$$\dot{q}_{arr} = 0,63 \cdot 0,56 \cdot V_{arr} \quad (5.8)$$

logo:

$$\dot{q}_{arr} = 3,607 \text{ m}^3/\text{s} \quad (5.9)$$

A velocidade dos vapores de processo, que corresponde à saída dos gases de emissão do MCI medido com o anemômetro no ponto 4 da Fig. (5.1), corresponde a $V_{vp} = 22,78 \text{ m/s}$.

Sendo a área da tubulação de diâmetro 50,8 mm igual a $0,00203 \text{ m}^2$, a vazão desses gases corresponde a:

$$\dot{q}_{vp} = V_{vp} \cdot 0,00203 = 0,0462 \text{ m}^3/\text{s} \quad (5.10)$$

A temperatura de exaustão no motor de combustão interna é calculada a partir do ciclo *Otto* ideal abordado na seção 4.3. A partir dos valores de referência do *datasheet* do MCI (em anexo) no ponto 1 do gráfico da Fig. (2.11a) para a temperatura e pressão ambiente ($T_1 = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e $P_1 = 100 \text{ kPa}$), os parâmetros dos demais pontos do gráfico do ciclo *Otto* podem ser calculados.

A Tabela 5.4 apresenta alguns parâmetros necessários para os cálculos dos pontos no ciclo *Otto*.

Tabela 5.4 – Referências das massas no MCI

Parâmetro	Quantidade
Massa da mistura (m_m)	0,001313 kg de ar mais GN
Massa de ar (m_{ar})	0,001236 kg de ar
Massa combustível (m_c)	0,0000774 kg de GN
Relação ar / combustível (R_{ac})	15,96 kg de ar / kg de GN

A massa da mistura é obtida a partir da Eq. (5.11), em que V_1 é a soma dos volumes dos pontos morto inferior e superior do cilindro do motor e R a constante universal dos gases igual a $R = 0,287 \text{ kJ/kgK}$.

$$P_1 \cdot V_1 = m_m \cdot R \cdot T_{1,Otto} \quad (5.11)$$

A relação ar / combustível é obtido a partir do relatório da TECLCOGN, bem como a massa específica do poder calorífico $\rho_{PC} = 0,9582 \text{ kg/m}^3$. A temperatura do exaustor (processo 3-4) no ponto 4 da Fig. (2.11a) é igual a $1271,898 \text{ }^\circ\text{C}$.

Os vapores de processo com velocidade de $22,78 \text{ m/s}$ provenientes da saída do recuperador de calor (Fig. 5.1) apresentam temperatura $93,5 \text{ }^\circ\text{C}$ (ponto 4), inferior ao da saída do recuperador $137,7 \text{ }^\circ\text{C}$ (ponto 3), isso torna os gases de saída menos agressivos ao ambiente. Para o cálculo da potência liberada pelos vapores de processo numa temperatura média do exaustor e da saída do escapamento de $93,5 \text{ }^\circ\text{C}$ igual a $682,697 \text{ }^\circ\text{C}$ (valor médio da temperatura) $^\circ\text{C}$, os valores da massa específica ρ_{ar} e calor específico c_{p_ar} são interpolados da tabela A-1 em anexo.

Temperatura (K)	$\rho_{ar} \text{ (kg / m}^3\text{)}$	$c_{p_ar} \text{ (KJ/kgK)}$
950,00	0,3716	1,1321
955,84	0,3694	1,3322
1000	0,3524	1,1417

$$\dot{m}_{vp_ar} = \dot{q}_{vp} \cdot \rho_{ar} \quad (5.12)$$

Portanto, o valor da vazão mássica dos vapores de processo é $0,0171 \text{ kg/s}$.

5.3 CÁLCULO DO POTENCIAL ENERGÉTICO

Com os valores de vazão da seção anterior e os ensaios de temperatura, foi possível fazer o cálculo da quantidade de calor fornecida pelo recuperador de calor referente ao óleo e a potência fornecida ao sistema de cogeração através do gás natural.

5.3.1 Potência do Combustível ($\dot{Q}_{GN}$)

Inicialmente, o consumo estimado do motor de combustão interna alimentado com gás natural, fornecido ao sistema de cogeração foi determinado a partir da Eq. (5.9).

$$\dot{Q}_{GN} = PCI_{GN} \cdot \dot{m}_{GN} / 3600 \quad (5.13)$$

O valor da potência calculada no sistema de cogeração pelo combustível gás natural, com $PCI_{GN} = 35594,6 \text{ kJ/m}^3$ é dado por: $\dot{Q}_{GN} = 296,62 \text{ kW}$.

5.3.2 Potência de Arrefecimento ($\dot{Q}_{arr}$)

O valor da potência dos gases de arrefecimento representando perdas térmicas, já que poderia ser aproveitado esse calor, é dado por:

$$\dot{m}_{arr} = \rho_{ar} \cdot \dot{q}_{arr} \quad (5.14)$$

$$\dot{Q}_{arr} = \dot{m}_{arr} \cdot c_{p_{ar}} \cdot (T_{arr} - T_{amb}) \quad (5.15)$$

A temperatura de arrefecimento (T_{arr}) foi medida com Termômetro Infravermelho MT-350 (-30°C a 550°C) do fabricante minipa (MINIPA, 2010).

De acordo com a tabela em anexo (Tabela A-1) dos valores das propriedades das pressões dos gases, temos para a temperatura média do ambiente ($T_{amb}=30 \text{ °C}$) e do arrefecimento ($T_{arr} = 54,29\text{°C}$) igual a 42,145 °C, os valores da massa específica ρ_{ar} e calor específico $c_{p_{ar}}$ interpolados:

Temperatura (K)	$\rho_{ar} \text{ (kg / m}^3\text{)}$	$c_{p_{ar}} \text{ (KJ/kgK)}$
300,00	1, 1774	1, 0057
315, 295	1, 1225	1, 0067
350,00	0, 9980	1, 0090

Portanto, a potência de perdas de arrefecimento é dada por:

$$\dot{Q}_{arr} = 93,708 \text{ kW} \quad (5.16)$$

5.3.3 Potência de Refrigeração ($\dot{Q}_{ref}$)

Para a potência utilizada no sistema de refrigeração, temos:

$$\dot{m}_{ref} = \rho_{\acute{o}leo} \cdot \dot{q}_{\acute{o}leo} \quad (5.17)$$

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{ref} \cdot c_{p_ \acute{o}leo} \cdot (T_{5,ref} - T_{6,ref}) \quad (5.18)$$

O valor da densidade e calor específico do óleo correspondente a temperatura media dos pontos 5 e 6 da Fig. (5.1), de acordo com dados do fabricante, é de $\rho_{ref} = 830 \text{ kg/m}^3$ e $c_{p_ref} = 2,595 \text{ kJ/kgK}$.

As temperaturas T_5 e T_6 são os valores correspondentes na coluna de tempo 60 minutos da Tab. (5.2). Com isso, o valor da potência fornecida ao sistema de refrigeração é dado por:

$$\dot{Q}_{ref} = 4,538 \text{ kW} \quad (5.19)$$

5.3.4 Potência dos Vapores de Processo ($\dot{Q}_{vp}$)

A energia térmica aproveitada no sistema de cogeração em estudo foi a da combustão do gás natural, através da recuperação do recuperador de calor dos gases de escape. Esses gases, classificados como vapores de processo, apresentam também uma potência térmica a ser usada. Com a vazão de saída e a diferença de temperatura, podemos obter a quantidade térmica calorífica ($\dot{Q}_{vp}$) desses gases de acordo com a Eq. (5.20) a seguir.

$$\dot{Q}_{vp} = \dot{m}_{vp} \cdot c_{p_vp} \cdot (T_{exautor} - T_{4,ref}) \quad (5.20)$$

logo o valor de $\dot{Q}_{vp}$ é igual a 26,845 kW.

5.3.5 Potência Elétrica ($\dot{Q}_{ele}$)

Foram realizados ensaios com cargas elétricas, no objetivo de testes das alimentações dos circuitos e a operação dos quadros de distribuição.

Analisando o diagrama de carga da refrigeração na Fig. (4.4), a sua alimentação é fornecida pelo gerador elétrico. Um banco de 12 lâmpadas de 400 W com reator cada, e dois motores trifásicos de 2 CV cada completam o conjunto de carga elétrica alimentada pelo gerador elétrico. No entanto, o fluxo de carga fornecido ao sistema elétrico pelo gerador é bem superior ao consumido pelo conjunto de cargas.

Por isso, os valores da potência elétrica utilizados nos cálculo foram os fornecidos pelo fabricante (ver anexo). Na frequência de 60 Hz, o motor gerador GM – 8,1l tem uma faixa de operação de potência igual a 80 – 100 kW e o valor a ser considerado será a média da faixa de potência. Portanto, a potência elétrica do sistema de cogeração é de $\dot{Q}_{ele} = 90 \text{ kW}$.

5.4 – PERDAS POR RADIAÇÃO ($\dot{Q}_{rad}$)

O sistema de cogeração em estudo apresenta diferenças de temperatura no meio físico em que se encontra. Portanto, há diferentes tipos de processos de transferência de calor existentes. A condução, a convecção e a radiação são um desses tipos de processo.

No cálculo das perdas, será tratado apenas o processo por convecção, em que ocorre a transferência de calor entre a superfície do sistema de cogeração e o ambiente, isso porque, apresentam temperaturas diferentes.

Os parâmetros para o cálculo das perdas por radiação são mostrados nas Eq. (5.21) e Eq. (5.22)

$$\dot{q}_r = \varepsilon \cdot \sigma \cdot F_{1-2} \cdot [T_{sup}^4 - T_{amb}^4] \quad (5.21)$$

$$\dot{Q}_r = (\dot{q}_r) \cdot A_{sup} \quad (5.22)$$

A emissividade ε depende do material a ser trabalhado. Já para a constante de *Stephan-boltzmann* o valor é dado por $\sigma = 5,6697.10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$. A troca de calor do sistema de cogeração a ser considerada é apenas a superfície externa e o meio ambiente, com isso, o fator de forma (F_{1-2}) pode ser considerado igual a um.

A Tabela (5.5) apresenta as medições das temperaturas realizadas nas superfícies do sistema de cogeração. O esquema em blocos do sistema de cogeração mostrado na Fig. (5.3) é numerado para as referências das medições realizadas durante os ensaios. Observe que os pontos adotados correspondem ao ponto médio da superfície medida.

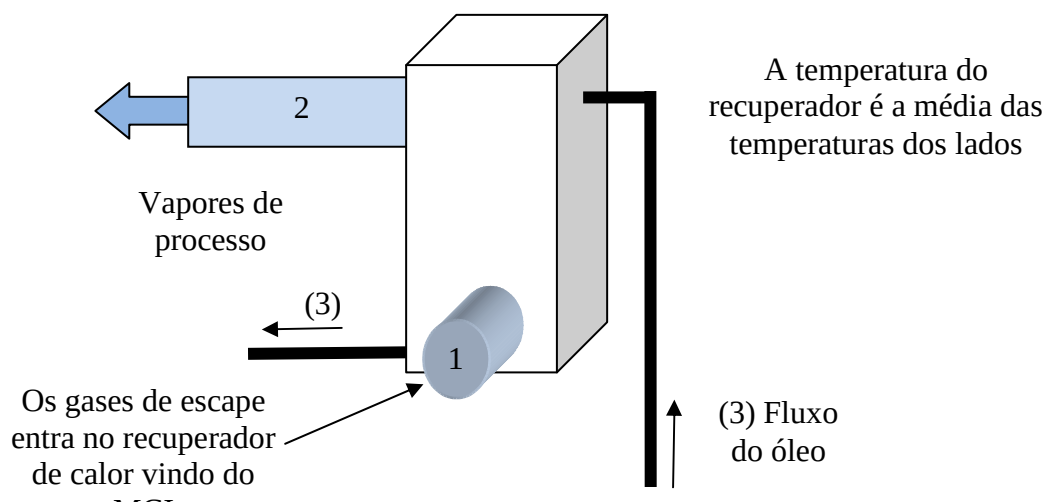


Figura 5.3 – Medições nas tubulações do óleo (3) e dos gases de escape (1),(2) e do recuperador (REC) de calor.

Tabela 5.5 – Valores para o cálculo da transferência de calor por radiação na temperatura ambiente de 30 °C

Medição	Temp.	Diâmetro	Comprimento	Área	Material	ε^{14}
1	290 °C	0,100 m	2,00 m	0,628 m ²	Ferro	0,45
2	105 °C	0,050 m	4,00 m	0,628 m ²	Ferro	0,45
3	69,5 °C	0,025 m	6,52 m	0,512 m ²	Ferro galvanizado	0,66
REC	63 °C	-	-	0,886 m ²	Chapa de aço	0,45

¹⁴ Os valores de emissividade são obtidos a partir da Tabela B-11 (ECKERT *et al*, 1972)

Substituindo os valores da Tab. (5.5) nas Eq. (5.21) e Eq. (5.22), o valor da potência por radiação é $\dot{Q}_{r1} = 1,89 \text{ kW}$.

Os valores de medição da outra parte do sistema de cogeração que constitui o grupo motor gerador e arrefecimento para o cálculo da radiação (Fig. 5.4) foram postos na Tab.5.6.

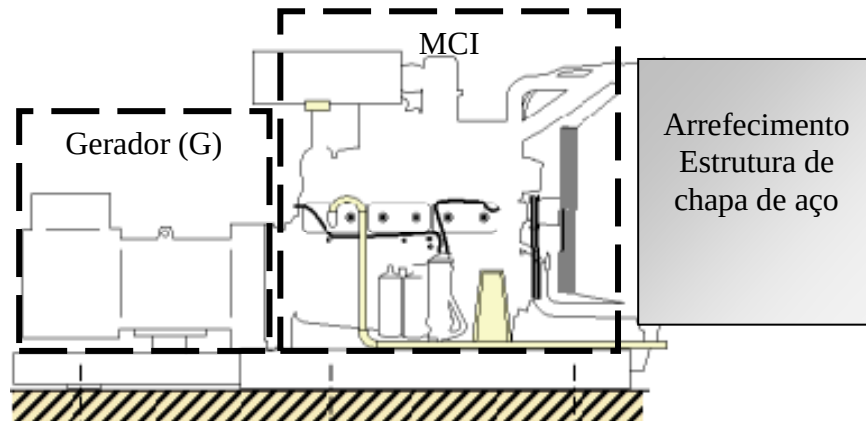


Figura 5.4 – Grupo motor gerador e arrefecimento

Tabela 5.6 – Valores para o cálculo da transferência de calor por radiação na temperatura ambiente de 30 °C

Medição	Temp.	Área	Material	ε
G	36,25 °C	2,205 m ²	Ferro preto	0,24
MCI	403 °C	2,205 m ²	Ferro preto	0,24
Arrefecimento	36,13 °C	1,918 m ²	Chapa de aço	0,45

Usando as mesmas equações dos cálculos da Tab. (5.5), a potência de radiação para os valores da Tab. (5.6) é $\dot{Q}_{r2} = 6,23 \text{ kW}$.

Portanto, a perda total por radiação é a soma de $\dot{Q}_{r1}$ e $\dot{Q}_{r2}$, ou seja, $\dot{Q}_r = 8,12 \text{ kW}$.

5.5 DIAGRAMA DE SANKEY

A Figura (5.5) apresenta o diagrama de *Sankey* do sistema de cogeração em estudo. Neste diagrama, a distribuição de potência das energias existentes em todo o sistema de forma percentual e numérica identifica a fiabilidade do sistema com outros estudos da área de cogeração.

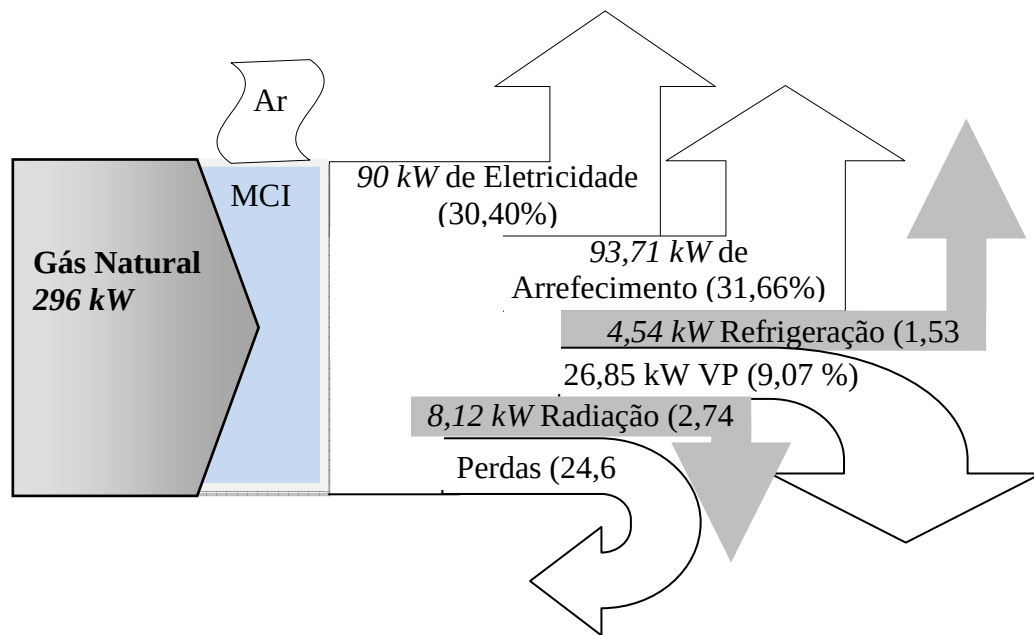


Figura 5.5 - Diagrama de *Sankey* de potência energética.

Observa-se que a potência do arrefecimento do MCI representa percentual considerável da energia e não está sendo utilizada como reaproveitamento.

A potência das perdas (24,6) não calculadas decorre de valores físicos que torna indisponíveis para o LES suas medições. Um exemplo é o cálculo do ciclo *Otto* ideal em que o percentual da massa residual existente no cilindro, ser considerada zero. No cálculo, as massas consideradas foram apenas a do combustível e do ar.

Outro fator não considerado nas perdas é os dados fornecidos pelo fabricante. O MCI perde a potência de 1% a cada 5°C para temperaturas acima de 40 °C, ou seja, a potência do combustível garantida é até 40 °C.

O trabalho de COSTA *et al.* (2003) que faz a viabilidade técnica e econômica de um motor gerador com o sistema de cogeração apresentou percentuais próximos. Há duas potência em destaque: a potência de arrefecimento de 36,95% próximo ao do estudo (31,66%) e; da potência das perdas de 36,95 %, próximos as perdas por radiação, vapores de processo e outras perdas (36,41%).

As eficiências elétrica, térmica e global da planta são apresentadas na Tab. (5.7), considerando que o grupo motor gerador trabalha nas condições nominais de potência elétrica (90 kW). A eficiência térmica foi calculada considerando a potência térmica do recuperador e do arrefecimento (98,25 kW).

As Equações (2.3) a (2.5) possibilitam o cálculo o cálculo das eficiências.

Tabela 5.7 – Eficiência das potências térmica, elétrica e global

Potência	Eficiência (%)
Elétrica	30,40
Térmica	33,20
Global	63,60

O valor da eficiência global, superior a 60 %, decorre do fato da possibilidade do reaproveitamento do arrefecimento. Sendo apenas o cálculo do recuperador, essa eficiência seria bem inferior, isso porque, o recuperador em estudo apresenta rendimento baixo.

ROMANOS *et al* (2005) faz o estudo da eficiência global (51,2%), apresentando valor inferior ao do estudo, justificando a consequência direta do baixo coeficiente do *chiller* que é na ordem de 0,65.

CAPITULO 6

CONCLUSÕES

A implementação de um sistema de cogeração significa necessariamente uma mudança substancial do perfil do consumidor considerado, podendo este, deixar de ser um comprador de energia elétrica e térmica, para ser um vendedor desta, passando a consumir um combustível como gás natural. O custo poupado, que constitui o equivalente à receita da planta decorrente do que seria pago caso mantivesse o contrato com a concessionária sem cogeração, serve como sugestão para trabalhos futuros.

O sistema proposto neste trabalho justifica a economia que a cogeração traz. Mesmo não fazendo análise econômica do uso das energias térmica e elétrica, mas analisando a utilização destas como unidade de potência. Há varias literaturas da área em estudo que abordam o uso e as perdas que um sistema de cogeração apresenta. A teoria termoeconômica é uma das utilizada por autores, como ferramenta de análise e otimização dos processos que envolve a cogeração.

A cogeração na matriz energética brasileira é tímida quando comparada com países industrializados no resto do mundo. Fato esse não justificável, diante dos benefícios aqui relatados. Um deles seria o aumento da oferta de eletricidade de forma racional, sem o aumento relativo do custo do combustível, sendo assim satisfeitas a eficiência energética e a eficiência econômica.

A avaliação realizada neste trabalho englobou vários aspectos que norteiam os empreendimentos na área de energia desde o técnico, até o econômico, legal e ambiental que poderão ser usados para estudos futuros.

As cargas elétricas ligadas no gerador elétrico tiveram o interesse apenas de mostrar o uso da energia elétrica, sendo desconsiderados parâmetros referentes a perdas

de carga elétrica, cargas reativas e potência. Deve-se observar que os valores de tensão satisfazem as da concessionária local.

O assunto de cogeração neste trabalho, não esgota o volume de informações sobre esse sistema. A análise econômica não realizada aqui é um pressuposto a novos estudos.

Outra sugestão é a colocação do gerador elétrico na carga do LES, sendo feita uma análise exergética e de funcionamento, utilizando os princípios da primeira e segunda leis da termodinâmica, como também o reaproveitamento da potência desperdiçado pelo arrefecimento, correspondente a 31,66 % da carga total.

Este trabalho buscou desenvolver uma abordagem dos benefícios que a cogeração traz, bem como, reforçar junto aos setores da sociedade envolvidos para a necessidade da aplicação desse sistema no país.