

UNESP
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

ANÁLISE DA VIABIL. DE SIST. DE
COGERAÇÃO COM GÁS NATURAL

Guaratinguetá
1997



***"Análise da Viabilidade de
Sistemas de Cogeração com
Gás Natural"***

MOISÉS HENRIQUE DE ANDRADE COSTA

75



**"ANÁLISE DA VIABILIDADE DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO COM GÁS
NATURAL"**

MOISÉS HENRIQUE DE ANDRADE COSTA

CARO LEITOR NÃO
RISQUE O LIVRO

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

MAZ

Prof. Dr. Maurício Araujo Zanardi
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Devil

Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO PERRELLA BALESTIERI
Orientador / Unesp-Feg

MAZ

Prof. Dr. MAURICIO ARAUJO ZANARDI
Unesp-Feg

P. 23 → C

Prof. Dr. PAULO DE BARROS CORREIA
Unicamp

353

353

T536.72 (043)

C837a

Outubro de 1997

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETÁ
BIBLIOTECA

MOISÉS HENRIQUE DE ANDRADE COSTA

Moisés Henrique de Andrade Costa

ANÁLISE DA VIABILIDADE DE SISTEMAS DE
COGERAÇÃO COM GÁS NATURAL

**ANÁLISE DA VIABILIDADE DE SISTEMAS DE
COGERAÇÃO COM GÁS NATURAL**

Trabalho apresentado a comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica (Área de Concentração: Transmissão e Conservação de Energia).

Orientador: Prof. Dr. José Antonio Fereira Balestieri

Guaratinguetá
1997



MOISÉS HENRIQUE DE ANDRADE COSTA

DADOS CURRICULARES DO AUTOR
MOISÉS HENRIQUE DE ANDRADE COSTA

**ANÁLISE DA VIABILIDADE DE SISTEMAS DE
COGERAÇÃO COM GÁS NATURAL**

1984/1988 Curso de Graduação em Engenharia Mecânica com
especialização em Engenharia Térmica
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

1988/1997 Engenheiro de Projetos, Instalações e Processos e Supervisor da
Manutenção da KODAK BRASILEIRA, Com e Sem Ltda.

Trabalho apresentado a comissão de Pós-
Graduação da Faculdade de Engenharia de
Guaratinguetá como requisito para a obtenção
do título de Mestre em Engenharia Mecânica
(Área de Concentração: Transmissão e
Conservação de Energia).

Orientador: Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri

Guaratinguetá
1997



DADOS CURRICULARES DO AUTOR
MOISÉS HENRIQUE DE ANDRADE COSTA

NASCIMENTO: 26.10.1964 - GUARATINGUETÁ/SP

FILIAÇÃO Mário Costa
Odette de Andrade Costa

1984/1988 Curso de Graduação em Engenharia Mecânica com
especialização em Engenharia Térmica
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

1988/1997 Engenheiro de Projetos, Instalações e Processos e Supervisor de
Manutenção da KODAK BRASILEIRA, Com. e Ind. Ltda.

*À Fabíola e Tatianna, motivos
principais de todos os esforços de
melhoria, dedico este trabalho*

AGRADECIMENTOS

A primeira característica que garante a sobrevivência e expansão da espécie humana nos mais variados e hostis ambientes do planeta, logo uma virtude, é por vezes algo tão difícil de se implementar. Uma simples mudança.

Somos o que somos, e a maneira de cada um, mostramos o que temos de melhor e também de pior.

A evolução requer mudanças ou melhorias, as quais pode-se tentar alcançar durante toda a vida. Mudanças realizadas por força da necessidade, são iniciadas mais rapidamente, pois não nos dão escolha.

Temos nos desenvolvido tecnologicamente de maneira muito rápida, a ponto de precisarmos mudar nossa trajetória de forma preventiva, antevisão os efeitos de nossos atos para o futuro do mundo.

De uma forma particular, acredito que temos um grande desafio pela frente: quando percebemos que precisamos mudar, de forma rápida e o que é mais difícil, não por uma necessidade imediata, mas para muitos de nós, apenas por uma visão de futuro.

O próximo ciclo de grandes mudanças de rumos já, poderá lançar nosso grande e velho barco Terra rumo ao rochedo.

Numa escala microscópica, tenho enfrentado o desafio de desenvolver um trabalho tecnológico/científico, com uma linguagem própria, e após tantos anos de uma realidade de fábrica e resultados a qualquer custo.

Quando nos falar a pura necessidade ou outra grande força que nos leva a concretizar uma grande mudança, sempre haverá o exemplo daquelas grandes pessoas, que nos inspiram e animam rumo ao objetivo final.

Quero agradecer ao Prof. Penella, grande mestre e amigo, e sua esposa Ieda por todo apoio e dedicação de muitas horas de trabalho, ao Prof. Carracci, tutor e inspirador, e ao Prof. Carracci, colaboradora com a formação deste trabalho. Também ao Prof. Tatianna, esposa e filha que souberam como lidar com a vida ao longo desta trajetória. Um agradecimento especial a meus pais, Mário e Odete, aos irmãos Carlos e Mário Luiz e ao cunhado Aleksander pelo apoio moral e M. R. Piacca pelos catálogos, livros e apoio técnico. A todas aquelas pessoas que colaboraram direta ou indiretamente com este trabalho e especialmente aquelas que mantêm consigo o idealismo de acreditar de verdade em suas convicções e buscar de forma sincera um presente e futuro melhores para todos.

À Fabíola e Tatianna, motivos principais de todos os esforços de melhoria, dedico este trabalho

AGRADECIMENTOS

A mesma característica que garantiu a sobrevivência e expansão da espécie humana nos mais variados e hostis ambientes do planeta, logo uma virtude, é por vezes algo tão difícil de se implementar. Uma simples mudança.

Somos o que somos, e a maneira de cada um, mostramos o que temos de melhor e também de pior.

A evolução requer mudanças ou melhorias, as quais pode-se tentar alcançar durante toda a vida. Mudanças realizadas por força da necessidade, são iniciadas mais rapidamente, pois não nos dão escolha.

Temos nos desenvolvido tecnologicamente de maneira muito rápida, a ponto de precisarmos mudar nossa trajetória de forma preventiva, antevendo os efeitos de nossos atos para o futuro do mundo.

De uma forma particular, entendo que temos um grande desafio pela frente; quando percebemos que precisamos mudar, de forma rápida e o que é mais difícil, não por uma necessidade imediata, mas para muitos de nós, apenas por uma visão de futuro.

O não início de uma mudança de rumos já, poderá lançar nosso grande e veloz barco Terra rumo ao rochedo.

Numa escala microscópica, tenho enfrentado o desafio de desenvolver um trabalho tecnológico/científico, numa linguagem própria, e após tantos anos de uma realidade de fábrica e resultados a qualquer custo.

Quando nos faltar a pura necessidade ou outra grande força que nos leva a concretizar uma grande mudança, sempre haverá o exemplo daquelas grandes pessoas, que nos inspiram e animam rumo ao objetivo final.

Quero agradecer ao Prof. Perrella, grande mestre e amigo, e sua esposa Ieda por todo apoio e dedicação de muitas horas de trabalho além de sua já pesada agenda, ao Prof. Carrocci, lutador e incentivador, à Conceição, grande amiga e colaboradora com a formatação deste trabalho e especialmente à Fabíola e Tatianna, esposa e filha que souberam como ninguém manter o apoio e inspiração ao longo de toda esta trajetória. Um agradecimento especial a meus pais, Mário e Odette, aos irmãos Carlos e Mário Luiz e ao cunhado Aleksander pelo apoio moral e M. R. Piacesi pelos catálogos, livros e apoio técnico. A todas aquelas pessoas que colaboraram direta ou indiretamente com este trabalho e especialmente àquelas que mantêm consigo o idealismo de acreditar de verdade em suas convicções e buscar de forma sincera um presente e futuro melhores para todos.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS

1.1 Definindo cogeração 10

1.2 Fato oportuno 13

1.3 Informações comparativas básicas 13

1.4 Vale do Paraíba 14

2. O GÁS NATURAL 16

2.1 Origem do gás natural 18

2.2 Composição e propriedades do gás natural 18

2.3 Definições 21

2.4 Equações de combustão do gás natural 24

2.4.1 Equação de estado 27

2.4.2 Equação para cálculo da potência de compressão do GN 27

2.4.3 Equação de combustão do gás natural 28

2.5 Processos de combustão do gás natural 29

2.6 Itens de segurança 30

2.7 Aspectos constitucionais no Estado de São Paulo 31

2.8 Tópicos discutidos em reunião com técnicos da COMGÁS 32

2.9 Outros detalhes sobre a utilização de gás natural 33

2.9.1 Tipos de queimadores 33

2.9.2 Índices de emissão de poluentes 33

2.10 Estrutura de preço do gás natural 39

3. SISTEMAS DE COGERAÇÃO 41

3.1 Ciclos simples 44

3.1.1 Ciclo diesel 48

3.1.2 Ciclo a gás simples (Brayton) 49

3.1.2.1 Turbina a gás 51

3.1.3 Ciclo Rankine 54

3.1.3.1 Turbinas a vapor 63

3.2 Outros componentes 63

3.2.1 Gerador de energia elétrica 63

3.2.2 Caldeira de recuperação 65

3.3 Ciclos combinados 66

3.3.1 Outros componentes de uma instalação com ciclo 66

3.4 Modelagem termodinâmica 67

3.4.1 Turbina a gás 77

3.4.1.1 Compressor 77

3.4.1.2 Câmara de combustão 80

3.4.1.3 Turbina de potência 82

3.4.1.4 Caldeira de recuperação 85

3.4.1.5 Gerador elétrico 87

**Mudar...
Aprender a mudar...**

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS	10
1.1 Definindo cogeração	13
1.2 Fato oportuno	13
1.3 Informações comparativas básicas	14
1.4 Vale do Paraíba	16
2. O GÁS NATURAL	18
2.1 Origem do gás natural	18
2.2 Composição e propriedades do gás natural	21
2.3 Definições	24
2.4 Equações de combustão do gás natural	27
2.4.1 Equação de estado	27
2.4.2 Equação para cálculo da potência de compressão do GN	28
2.4.3 Equação de combustão do gás natural	29
2.5 Processos de combustão do gás natural	30
2.6 Ítems de segurança	31
2.7 Aspectos contratuais no Estado de São Paulo	32
2.8 Tópicos discutidos em reunião com técnicos da COMGÁS	32
2.9 Outros detalhes sobre a utilização de gás natural	35
2.9.1 Tipos de queimadores	35
2.9.2 Índices de emissão de poluentes	39
2.10 Estrutura de preço do gás natural	41
3. SISTEMAS DE COGERAÇÃO	44
3.1 Ciclos simples	48
3.1.1 Ciclo diesel	49
3.1.2 Ciclo a gás simples (Brayton)	51
3.1.2.1 Turbina a gás	54
3.1.3 Ciclo Rankine	63
3.1.3.1 Turbinas a vapor	63
3.2 Outros componentes	65
3.2.1 Gerador de energia elétrica	65
3.2.2 Caldeira de recuperação	66
3.3 Ciclos combinados	68
3.3.1 Outros componentes de uma instalação com ciclo combinado	70
3.4 Modelagem termodinâmica	75
3.4.1 Turbina a gás	77
3.4.1.1 Compressor	77
3.4.1.2 Câmara de combustão	80
3.4.1.3 Turbina de potência	82
3.4.1.4 Caldeira de recuperação	85
3.4.1.5 Gerador elétrico	87



3.4.1.6 Turbina a vapor	88
3.5 Balanço energético de um sistema de cogeração utilizando motor de combustão interna	91
3.6 Alguns conceitos para sistemas de cogeração.	93
3.7 Análise comparativa em termos de emissão de poluentes dos ciclos combinados	95
3.8 Comparação econômica entre diferentes sistemas de cogeração	97
3.9 Resumo das características dos ciclos combinados	102
4. ESTUDO DE CASOS	107
4.1 Interpretação dos dados apresentados	115
5. SELEÇÃO DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO	118
5.1 Configuração atual	118
5.2 Configuração esquemática proposta	120
5.3 Metodologia para seleção de sistemas de cogeração	121
5.4 Demandas a serem atendidas pelos sistemas de cogeração	124
5.5 Critérios de direcionamento para a seleção da melhor configuração de sistema de cogeração para o caso de estudo previsto	127
5.6 Configurações de vários sistemas de cogeração	129
5.6.1 Configuração 1	129
5.6.2 Configuração 2	133
5.6.3 Configuração 3	136
5.6.4 Configuração 4	138
5.6.5 Configuração 5	140
5.6.6 Configuração 6	141
5.6.7 Configuração 7	143
5.6.8 Configuração 8	145
5.7 Resultados técnicos da seleção dos ciclos de cogeração	147
5.8 Análise econômica	150
5.8.1 Composição típica de custos de instalação	153
5.8.2 Cálculo da viabilidade econômica dos sistemas de cogeração selecionados	158
5.9 Seleção econômica do sistema de cogeração	166
6. COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES	168
ANEXO: Fluxograma real de uma planta de cogeração baseada em ciclo a gás simples	176
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	178
RESUMO	
ABSTRACT	

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Cadeia de exploração do gás natural e custo associado a cada etapa	43
Figura 3.1	Sistema de cogeração (visão macroscópica)	45
Figura 3.2	Sistema de cogeração (detalhamento genérico)	45
Figura 3.3	Ciclos Brayton e Diesel	48
Figura 3.4	Ciclo Rankine	49
Figura 3.5	Motor de combustão interna para geração de energia	51
Figura 3.6	Diagrama esquemático de um ciclo a gás simples	52
Figura 3.7	Constituintes principais de uma turbina a gás	55
Figura 3.8	Variação da temperatura de entrada do ar com a potência de eixo entregue pela turbina	58
Figura 3.9	Variação do fluxo de massa com a potência de eixo	58
Figura 3.10	Turbina a gás aeroderivativa	62
Figura 3.11	Turbinas a vapor de condensação e contra-pressão	64
Figura 3.12	Ciclo a gás simples	67
Figura 3.13	Diagrama esquemático de um ciclo combinado	69
Figura 3.14	Central de cogeração por ciclo combinado	74
Figura 3.15	Diagrama geral	76
Figura 3.16	Esquema termodinâmico de um compressor	77
Figura 3.17	Diagrama termodinâmico de uma câmara de combustão	80
Figura 3.18	Diagrama termodinâmico de uma turbina de potência	83
Figura 3.19	Diagrama termodinâmico de uma caldeira de recuperação	85
Figura 3.20	Diagrama termodinâmico de um gerador elétrico	87
Figura 3.21	Diagrama termodinâmico de uma turbina a vapor	89
Figura 3.22	Ilustração da distribuição de energia inicial num motor	92
Figura 4.1	Envio de energia entre a casa de utilidades e o processo produtivo	107
Figura 4.2	Diagrama esquemático da casa de utilidades	110
Figura 4.3	Gráfico de barras dos consumos de eletricidade - acumulado	111
Figura 4.4	Gráfico comparativo dos consumos mensais de eletricidade	111
Figura 4.5	Comportamento do preço da energia elétrica ao longo de 1996	112
Figura 4.6	Gastos anuais com energia elétrica	112
Figura 4.7	Consumo e demanda energética da fábrica	113
Figura 4.8	Relações entre consumo de eletricidade e calor	114
Figura 4.9	Diagrama esquemático para geração de energia elétrica através de uma turbina a vapor recebendo calor de uma caldeira que queima gás natural	115
Figura 5.1	Esquema básico de consumo de energia pela unidade fabril	116
Figura 5.2	Esquema proposto de fornecimento de energia para unidade fabril	121
Figura 5.3	Configuração 1	130

Figura 5.4	Configuração 2	133
Figura 5.5	Configuração 3	136
Figura 5.6	Configuração 4	138
Figura 5.7	Configuração 5	140
Figura 5.8	Configuração 6	141
Figura 5.9	Configuração 7	143
Figura 5.10	Configuração 8	146
Figura 6.1	Representação gráfica de uma solução para suprimento de energia atendendo as condições de contorno apresentadas	171

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1	Dados de ciclos a gás simples	53
Tabela 3.2	Comparação entre diferentes tipos de usinas geradoras de energia e suas respectivas taxas de emissão de poluentes atmosféricos	96
Tabela 3.3	Valores comparativos de eficiência e custo para produção de energia elétrica e térmica de variados sistemas de cogeração	98
Tabela 3.4	Valores comparativos de eficiência e custo para produção de energia térmica dos variados sistemas de cogeração	99
Tabela 3.5	Parâmetros típicos de unidades de geração de energia	100
Tabela 3.6	Síntese das vantagens e desvantagens para os sistemas cogeneradores apresentados acima	101
Tabela 3.8	Características básicas de sistemas de cogeração	105
Tabela 4.1	Dados consolidados de consumo e custo de eletricidade	110
Tabela 5.1	Valores básicos de demanda para seleção de sistemas cogeneradores	126
Tabela 5.2	Ciclos a gás simples e produção de água gelada por chillers de compressão	131
Tabela 5.3	Ciclos a gás simples e produção de água gelada por chillers de absorção	134
Tabela 5.4	Ciclos combinados e produção de água gelada por chillers de compressão (sugerindo um ciclo combinado com eficiência elétrica de 50% e eficiência térmica de 35%).	137
Tabela 5.5	Ciclos combinados e produção de água gelada por chillers de absorção	139
Tabela 5.6	Ciclos motor alternativo a gás e produção de água gelada por chillers de compressão	141
Tabela 5.7	Ciclos motor alternativo e produção de água gelada por chillers de absorção	142
Tabela 5.8	Ciclos com caldeira e turbina a vapor (de contra-pressão) e produção de água gelada por chillers de compressão (turbina a vapor de contra-pressão, eficiência mecânica de 65% e vapor superaquecido suprido a 400°C, 30 bar e 783,7 kcal/kg)	143

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1	Comparação qualitativa de vários sistemas geradores de energia	15
Tabela 2.1	Teor de poluentes de vários combustíveis	40
Tabela 2.2	Emissões de poluentes dos combustíveis industriais (kg/tep, kg/10 ⁷ cal)	40
Tabela 2.3	Tarifas do gás natural	42
Tabela 3.1	Faixa de potência de motores de combustão interna	50
Tabela 3.2	Dados de ciclos a gás simples	53
Tabela 3.3	Comparação entre diferentes tipos de usinas geradoras de energia e suas respectivas taxas de emissão de poluentes atmosféricos	96
Tabela 3.4	Valores comparativos de eficiência e custo para produção de energia elétrica e térmica de variados sistemas de cogeração	98
Tabela 3.5	Valores comparativos de eficiência e custo para produção de energia térmica dos variados sistemas de cogeração	99
Tabela 3.6	Parâmetros típicos de unidades de geração de energia	100
Tabela 3.7	Síntese das vantagens e desvantagens para os sistemas cogeneradores apresentados acima	101
Tabela 3.8	Características básicas de sistemas de cogeração	106
Tabela 4.1	Dados consolidados de consumo e custo de eletricidade	110
Tabela 5.1	Valores básicos de demanda para seleção de sistemas cogeneradores	126
Tabela 5.2	Ciclos a gás simples e produção de água gelada por <i>chillers</i> de compressão	131
Tabela 5.3	Ciclos a gás simples e produção de água gelada por <i>chillers</i> de absorção	134
Tabela 5.4	Ciclos combinados e produção de água gelada por <i>chillers</i> de compressão (sugerindo um ciclo combinado com eficiência elétrica de 50% e eficiência térmica de 35%).	137
Tabela 5.5	Ciclos combinados e produção de água gelada por <i>chillers</i> de absorção	139
Tabela 5.6	Ciclos motor alternativo a gás e produção de água gelada por <i>chillers</i> de compressão	141
Tabela 5.7	Ciclos motor alternativo e produção de água gelada por <i>chillers</i> de absorção	142
Tabela 5.8	Ciclos com caldeira e turbina a vapor (de contra-pressão) e produção de água gelada por <i>chillers</i> de compressão (turbina a vapor de contra-pressão, eficiência mecânica de 65% e vapor superaquecido suprido a 400°C, 30 bar e 783,7 kcal/kg)	143

Tabela 5.9	Ciclos com caldeira e turbina a vapor (de contra-pressão) e produção de água gelada por <i>chillers</i> de absorção (turbina a vapor de contra-pressão, eficiência mecânica de 65% e vapor superaquecido suprido a 400°C, 30 bar e 783,7 kcal/kg). Eficiência da caldeira na produção de vapor de 80%.	144
Tabela 5.10	Consolidação da seleção de sistemas	149
Tabela 5.11	Custos orientativos de alguns ciclos de cogeração	153
Tabela 5.12	Composição genérica de custos de sistema de cogeração	156
Tabela 5.13	Sugestão de custos unitários para sistemas de cogeração	158
Tabela 5.14	Custos totais dos ciclos de cogeração selecionados	159
Tabela 5.15	Valores de FRC	161
Tabela 5.16	Parâmetros para cálculo de viabilidade econômica	162
Tabela 5.17	Variação do <i>pay-back</i> com a taxa e tempo de amortização	165
Tabela 6.1	Razões para instalar uma central de cogeração	170

CAPÍTULO 1

CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Nosso mundo conta hoje com cerca de 4,5 bilhões de habitantes. Uma quantidade enorme de pessoas, que requerem quantidades proporcionalmente enormes de insumos básicos à sua sobrevivência. O crescimento populacional constante, requer ainda um contínuo aumento na disponibilidade de alimentos e energia. Outras necessidades humanas também forçam a um aumento no consumo de energia (foco de nosso trabalho), devido à melhoria do padrão de vida em geral.

Uma importante ferramenta para se conseguir o necessário suprimento de energia, é a aplicação das técnicas de conservação de energia. Basicamente, as 2 formas básicas de se conservar energia ficam por conta do uso racional desta (evitar desperdícios, utilizar sistemas mais eficientes) e de se gerar energia de uma forma otimizada (cogeração, aproveitamento de detritos urbanos como o lixo). Desenvolveremos neste trabalho a segunda linha, isto é, maneiras otimizadas de se produzir energia, através da cogeração.

Concentrando nosso foco no ramo industrial, sabe-se que a produção de qualquer tipo de manufatura depende tanto do suprimento energético como de qualquer outra matéria prima.

Desta forma podemos entender a disponibilidade de energia como insumo fundamental à manutenção e crescimento de toda e qualquer atividade produtiva.

Nos dias de hoje a responsabilidade pela geração e distribuição de energia elétrica em grande escala no nosso país, tem sido tarefa estatal, ao passo que os combustíveis fósseis são explorados pela Petrobrás e distribuídos por esta e outras companhias particulares.

A garantia de suprir a demanda energética de forma a dar sustentação ao crescimento de todos os setores da sociedade, e em particular o industrial torna-se um desafio crescente a cada dia, pois a competitividade típica entre empresas, atinge também a escala dos países, uma vez que a globalização da economia, pode facilmente apressar a queda de economias antes instáveis mas que sobreviviam.

Previsões da Eletrobrás, projetam um crescimento da demanda nacional de energia de 250 TWh em 1996 para 415 TWh em 2006, significando um crescimento de 66% no mercado energético.

A construção de centrais geradoras de grande porte (como usinas hidrelétricas) e suas linhas de distribuição demandam de 6 a 12 anos (dependendo do seu porte). A geração de energia por usinas hidrelétricas é um grande sucesso em nosso país e garantiu até o presente momento o suprimento a sociedade. Planejamentos detalhados e bem conduzidos como demonstrados nos planos 2005 e 2010 da Eletrobrás demonstram continuidade do uso desta opção de geração de eletricidade. Entretanto a realização de tais empreendimentos envolve a

aplicação de grandes capitais, que estariam a cargo do governo e também um disciplinado cronograma de obras de forma a não freiar o crescimento industrial, por falta de oferta de energia.

Evidentemente, a disponibilidade de verbas também está sujeita ao jogo político, tornando-se mais uma variável nesta questão. Como exemplo, podemos citar o caso da usina de Porto Primavera, cuja implantação previa um gasto de 1,4 bilhões de dólares, já acumula gastos de 7 bilhões de dólares ao longo de 17 anos de construção, estando ainda inacabada.

A realidade é que a política nacional para o setor energético, não está na mão do empresariado, seu maior interessado.

Sucesso de uma empresa tem um de seus pilares num planejamento realista e detalhado e de um esforço dirigido para atingir as metas definidas. É claro que a realização das metas traçadas exige entre outras, um suprimento energético compatível. Visto que tal suprimento não depende do industrial, o plano corre riscos de fracassar por uma importante variável que não se tem ação sobre.

Maiores cuidados hão de ser tomados em relação àquelas indústrias que trabalham em processos contínuos, onde eventos como pequenos picos de energia e/ou *black-outs* podem causar grandes perdas de material e tempo para a retomada da produção.

Pretendemos neste trabalho detalhar em termos técnicos e econômicos, uma alternativa para que a indústria possa ter o fornecimento de energia elétrica e térmica (ou pelo menos parte dela) sob seu controle, através da

cogeração; assegurando seu crescimento, competitividade e manutenção de sua linha de negócios.

1.1 Definindo Cogeração

No seu sentido mais genérico, podemos definir cogeração como o processo pelo qual se gera dois ou mais tipos diferentes de formas de energia a partir da utilização de um único energético.

Nas suas aplicações mais típicas, usa-se produzir energia elétrica e térmica (especialmente na forma de vapor) a partir da energia mecânica proveniente da queima de um combustível fóssil numa máquina térmica.

1.2 Fato Oportuno

Admitindo que a grande maioria das empresas industriais necessitam consumir energia em pelo menos duas formas básicas: elétrica e térmica, sendo que a segunda pode facilmente ser gerada a partir da primeira, sendo que a recíproca é bem mais rara, porque não focarmos em processos que possam fornecer em adequadas proporções, ambos tipos de formas de energia?

O título deste tópico “Fato Oportuno” se explica pela inserção de um energético de grandes possibilidades de utilização na matriz energética local; custo competitivo e boa oferta (na região do Vale do Paraíba): o Gás Natural.

Combustível composto basicamente de metano (95% em média), promove queima completa, apresentando baixos níveis de emissão de poluentes (quando comparado a outros combustíveis como carvão e óleo BPF por exemplo) e ideal para alimentar desde queimadores até turbinas a gás, devido sua pureza.

A possibilidade de fornecimento de gás natural, mesmo que de forma isolada a algumas regiões do país, dá margem a utilização dos mais modernos e eficientes sistemas de cogeração disponíveis hoje no mercado: Os Ciclos de Cogeração Simples ou Combinados.

1.3 - Informações Comparativas Básicas

Segue uma tabela com informações comparativas entre um dos principais ciclos de cogeração (Ciclos de Cogeração à Gás Natural (CCGN)) e outras formas de produção de energia.

As informações são qualitativas, de maneira a apenas formar um cenário de possibilidades.

Tabela 1.1 - Comparação qualitativa de vários sistemas geradores de energia

ALTERNATIVAS ENERGÉTICAS	CUSTO DA INSTALAÇÃO	TEMPO DE INSTALAÇÃO	ÁREA UTILIZADA	TECNOLOGIA DISPONÍVEL	AGRESSÃO AMBIENTAL	CUSTO MO OPERAÇÃO
CCGN	baixo	curto	pequena	total	pequena	baixo
NUCLEAR	alto	médio	pequena	pouca	grande	alto
SOLAR	baixo	curto	grande	total	nenhuma	baixo
HIDROELÉTRICA	alto	longo	grande	total	média	baixo
EÓLICA	baixo	curto	média	total	nenhuma	baixo
ALTERNATIVAS ENERGÉTICAS	CUSTO MDO MANUTENÇÃO	PROGRAMA DE SEGURANÇA	DISPONIBILIDADE DE COMBUSTÍVEL	CUSTO DO COMBUSTÍVEL	CONTINUIDADE DE CAPTAÇÃO	CUSTO/KWh
CCGN	médio	médio	grande	médio	----	sobe p/ pot. Grandes
NUCLEAR	alto	grande	pequena	alto	----	cai p/ pot. Grandes
SOLAR	baixo	----	grande	----	não há muita	cai p/ pot. Pequenas
HIDROELÉTRICA	médio	----	grande	----	----	cai p/ pot. Grandes
EÓLICA	baixo	médio	média	----	há pouca	cai p/ pot. Grandes

Dados baseados em informações compiladas pelo Comitê de Conservação e Geração de Energia da Eastman Kodak Company.



1.4 - VALE DO PARAÍBA

Região localizada entre nordeste do estado de São Paulo e sul do estado do Rio de Janeiro, seguindo o curso do rio Paraíba do Sul que dá nome ao vale.

Vale do Paraíba congrega cerca de cinquenta cidades, das quais as principais atividades econômicas se dividem entre agropecuária, comércio e indústria.

Agricultura aliada à pecuária leiteira eram as atividades econômicas que dominavam o panorama do vale até a chegada de grande quantidade de indústrias, que se instalaram na década de 1970, especialmente na região de São José dos Campos, a 90 Km da capital São Paulo.

Acompanhando o crescimento da demanda energética em todo o país e principalmente no centro-sul, (segundo reportagem do Jornal Valeparaibano, de 10/08/1997), o consumo de energia elétrica, aumentou em 10,74%, no período de maio de 1996 a maio de 1997.

Este aumento representa a inserção de 17.387 novos consumidores, que dependerão da rede pública para o seu suprimento de energia elétrica.

Embora os sistemas de cogeração que venhamos a apresentar neste trabalho, visem aplicação a plantas industriais, o conceito de cogeração se aplica muito bem ao suprimento energético de comunidades residenciais e/ou

comerciais, bastando para tanto, um estudo mais detalhado de suas necessidades específicas, de forma a balizar a melhor solução técnico-econômica.

O GÁS NATURAL

2.1 ORIGEM DO GÁS NATURAL

A origem do gás natural se confunde com a origem do próprio planeta.

De acordo com a teoria mais divulgada e aceita no meio científico (teoria orgânica, formulada pelo bioquímico soviético Oparin em 1924), durante a formação da crosta terrestre, a 4,5 bilhões de anos, ocorreram escapes de Hidrogênio e Hélio do interior da crosta.

O hidrogênio combinando-se com outros elementos - inclusive carbono e oxigênio - deu origem aos primeiros compostos, tais como o metano, a amônia, o gás cladrício, a água e outros. O surgimento do metano, datando de 3,2 bilhões de anos atrás, não é exatamente uma surpresa, visto que, é o mais simples dentre todos hidrocarbonetos.

Sem a proteção da camada de ozônio e sofrendo irradiações diretas do Sol e perturbada por intensas tempestades e atividades vulcânicas, a atmosfera foi palco de transformações químicas em larga escala. Naquela época a

CAPÍTULO 2

O GÁS NATURAL

2.1 ORIGEM DO GÁS NATURAL

A origem do gás natural se confunde com a origem do próprio planeta.

De acordo com a teoria mais divulgada e aceita no meio científico (teoria orgânica, formulada pelo bioquímico soviético Oparin em 1924), durante a formação da crosta terrestre, a 4,5 bilhões de anos, ocorreram escapes de Hidrogênio e Hélio do interior da crosta.

O hidrogênio combinando-se com outros elementos - inclusive carbono e oxigênio - deu origem aos primeiros compostos, tais como o metano, a amônia, o gás cianídrico, a água e outros. O surgimento do metano, datando de 3,2 bilhões de anos atrás, não é exatamente uma surpresa, visto que, é o mais simples dentre todos hidrocarbonetos.

Sem a proteção da camada de ozônio e sofrendo irradiações diretas do Sol e perturbada por intensas tempestades e atividades vulcânicas, a atmosfera foi palco de transformações químicas em larga escala. Naquela época a



Terra continha apenas um super-continente, o qual foi sendo invadido por braços de mar, sendo posteriormente fragmentado.

Nos braços de mar iniciaram-se a formação de depósitos de matéria orgânica, proveniente de plantas e animais marinhos. Posteriormente, na própria Terra, depósitos como estes começaram a se formar em pântanos, lagos e lagoas.

A matéria orgânica acumulada e sedimentada em camadas, sofrendo inicialmente a ação de bactérias e submetida a diversos processos de transformação, a medida que alcançava maiores profundidades no solo, ia se convertendo em hidrocarbonetos tais como o óleo, o carvão, o gás natural e o xisto.

O gás natural pode portanto ser originado de 3 fontes:

- da degradação da matéria orgânica por bactérias anaeróbias;
- da degradação da matéria orgânica e do carvão em temperaturas e pressões elevadas;
- da alteração térmica de hidrocarbonetos líquidos.

A matéria orgânica fóssil, da qual se origina o gás natural, é também chamada de querogêneo. Este pode ser de 2 tipos básicos:

- seco, quando derivado de matéria orgânica vegetal, e

- gorduroso, quando proveniente de matéria animal ou algas.

Celulose e lignina submersas foram hidrolisadas, umidificadas e transformadas em querogêneo seco, alcançando lentamente maiores profundidades do solo. Sofrendo um processo gradual de cozimento este querogêneo foi posteriormente se transformando em linhito, carvão negro, antracito, xisto carbonífero e metano.

Como a maioria destas substâncias são sólidas, formadas principalmente por cadeias de anéis aromáticos - estruturas mais compactas - não provaram ser muito destrutíveis ao longo da história geológica, exceto em algumas áreas onde possa ter ocorrido erosão.

Cada estágio na alteração deste querogêneo corresponde, na verdade, a um retorno à atmosfera e/ou matriz mineral de um de seus principais componentes, razão pela qual é muito comum encontrar reservas de gás e óleo associados.

Nos últimos estágios de degradação do querogêneo gorduroso, o petróleo apresenta-se como condensado volátil associado a hidrocarbonetos gasosos, no qual predomina o metano.

Estima-se, então, que as reservas de gás natural existentes sejam muito maiores que as de óleo e de carvão, visto que ele pode ser encontrado na natureza na presença de carvão ou óleo, ou procedente deles, dependendo de sua origem.

Todavia, os volumes de gás encontrados dependem do estágio de degradação alcançado pelos sedimentos orgânicos e das próprias características do

gás natural que, sendo de baixa densidade, migra facilmente através das camadas do solo em direção à superfície, se dispersando, a menos que encontrem locais que sirvam de reservatórios, formando bolsões.

As reservas comprovadas de gás são, atualmente, de 96 trilhões de m³, enquanto que as recuperáveis, são da ordem de 250 a 350 trilhões de m³.

Todavia, outros potenciais de gás natural poderiam ser recuperados pela utilização de novas técnicas, algumas ainda não testadas.

A importância das jazidas de gás natural no mundo pode ser avaliada pelo número de anos que as reservas atuais poderiam atender o consumo mundial. As reservas provadas podem suprir 60 anos de consumo, as prováveis, até 160 anos e considerando os potenciais que podem ser recuperados com técnicas especiais poder-se-ia chegar de 220 a 300 anos de suprimento (Poulallion, 1986), demonstrando o futuro inegável desta fonte energética.

2.2 COMPOSIÇÃO E PROPRIEDADES DO GÁS NATURAL

O gás natural é composto basicamente de metano (CH₄), na proporção em torno de 90%, etano até 5% e o restante de outros hidrocarbonetos mais pesados. A composição do gás natural varia de acordo com o local em que se descobre uma jazida e, como o próprio nome já diz, este gás é encontrado na natureza, em depósitos subterrâneos: podendo estar ou não na presença de petróleo.



• **Propriedade** Esta composição confere ao gás natural características muito favoráveis para sua utilização como combustível nas mais diversas aplicações.

Poder Calorífico Em relação a região do Vale do Paraíba, o gás natural que é fornecido pela COMGÁS (Companhia de Gás de São Paulo), provém de 2 regiões de exploração: Bacia de Santos e de Campos. A composição deste combustível (fornecida pela COMGÁS) é a que segue:

Densidade relativa ($\rho = 1$) 0,643

• **Composição do gás natural fornecido a partir da Bacia de Santos (em percentual de volume)** 1/10,66

Índice de Wobbe 14,51

Metano.....	CH ₄	88,321
Etano.....	C ₂ H ₆	6,064
Propano.....	C ₃ H ₈	3,073
Iso-Butano.....	C ₄ H ₁₀	0,443
N-Butano.....	C ₄ H ₁₀	0,704
Pentano.....	C ₅ H ₁₂	0,273
C ₆ ⁺	C ₆ ⁺	0,080
Dióxido de Carbono.....	CO ₂	0,157
Nitrogênio.....	N ₂	0,683

Propano C₃H₈ 0,78

Iso-Butano C₄H₁₀ 0,04

N-Butano C₄H₁₀ 0,01

• **Propriedades**

Poder Calorífico superior (kcal/Nm ³).....	10687
Poder Calorífico inferior (kcal/Nm ³).....	9672
Número de Wobbe superior (kcal/Nm ³).....	13306
Número de Wobbe inferior (kcal/Nm ³).....	12043
Densidade relativa (ar = 1).....	0,645
Massa molecular aparente (g/mol).....	18,568
Relação gás/ar (m ³ /m ³).....	1/10,66
Índice de Weaver.....	14,51
Velocidade de chama (cm/s) (H ₂ = 346 cm/s).....	50,2
Limite de inflamabilidade superior (% gás no ar).....	14,3
Limite de inflamabilidade inferior (% gás no ar).....	4,5

• **Composição do gás natural fornecido a partir da Bacia de Campos (em percentual de volume)**

Metano.....	CH ₄	89,35
Etano.....	C ₂ H ₆	8,03
Propano.....	C ₃ H ₈	0,78
Iso-Butano.....	C ₄ H ₁₀	0,04
N-Butano.....	C ₄ H ₁₀	0,03

Pentano.....	C_5H_{12}	0,01
Dióxido de Carbono.....	CO_2	0,48
Nitrogênio.....	N_2	1,28

• Propriedades

Poder Calorífico superior (kcal/Nm ³).....	10060
Poder Calorífico inferior (kcal/Nm ³).....	9090
Número de Wobbe superior (kcal/m ³).....	12845
Número de Wobbe inferior (kcal/Nm ³).....	11605
Densidade relativa (ar = 1).....	0,613
Massa molecular aparente (g/mol).....	17,711
Relação gás/ar (m ³ /m ³).....	1/10,06
Índice de Weaver.....	14,35
Velocidade de chama (cm/s) ($H_2 = 346$ cm/s).....	49,6
Limite de inflamabilidade superior (% gás no ar).....	14,9
Limite de inflamabilidade inferior (% gás no ar).....	4,8

2.3 DEFINIÇÕES

Visando um perfeito entendimento das propriedades apresentadas acima, seguem as definições de cada uma delas:



- Poder Calorífico é a quantidade de calor liberada pela combustão completa de um volume unitário de combustível;
- Poder Calorífico Inferior (PCI) é obtido quando os produtos da combustão são mantidos à pressão atmosférica e o vapor de água produzido durante a queima não se condensa;
- Poder Calorífico Superior (PCS) é analogamente obtido quando se mantendo os produtos da combustão a pressão atmosférica ocorre a condensação do vapor de água;
- N° de Wobbe é definido pela relação entre o poder calorífico do combustível e a raiz quadrada da densidade relativa.

Este número dá indicação da quantidade de energia que pode ser fornecida na combustão de massas de dois ou mais gases diferentes, fluindo por um mesmo orifício e a mesma pressão. O poder calorífico (numerador) indica a quantidade de energia por unidade de massa ou volume de gás e a raiz da densidade relativa é proporcional ao volume de gás que flui pelo orifício.

- Índice de Weaver relaciona a velocidade de chama com a velocidade do fluxo de gás num bico queimador. Este índice, usado em projetos de queimadores, permite que se dimensione o orifício do queimador de forma que a velocidade de fluxo do gás não seja tão baixa em relação a velocidade de chama, para que não ocorra a interrupção da combustão;

- Velocidade de Chama define como o próprio termo sugere, a velocidade com que a frente de chama de propaga a partir do início da combustão.

Tal velocidade depende da composição da mistura, temperatura, pressão, do seu estado e do formato da câmara de combustão.

A combustão se dá por dois processos:

- Detonação, onde a transmissão de calor é feita por uma onda de choque que provoca uma compressão brusca das camadas gasosas e uma auto-ignição.

A velocidade de chama neste caso é muito alta, na ordem de 4000 m/s.

2.4.1 Equação de Estado

- Deflagração, onde a transmissão de calor na mistura gás/ar pode se fazer por condução e radiação, ou difusão de agrupamento de átomos, que levam ao gás vizinho a temperatura de inflamação.

As velocidades de chama alcançadas num processo de deflagração (para o gás natural), variam de 40 cm/s (no ar) a 300 cm/s (no oxigênio).

P = pressão (em Pascal = N/m^2)

- Limite de Inflamabilidade define a faixa de proporção entre carburante (gás) e comburente (ar ou oxigênio) onde a combustão irá se sustentar.



- O limite inferior de inflamabilidade define a proporção mínima de gás (ou máxima de ar), na qual a reação será oxidante, com queima completa do combustível.
- O limite superior, define a máxima proporção de gás em mistura com o ar, originando uma reação de combustão redutora, na qual existe presença de combustível nos gases da queima.
- A proporção carburante/comburente que define a queima estequiométrica, se situa entre os limites inferiores e superiores de inflamabilidade.

2.4 EQUAÇÕES DE COMBUSTÃO DO GÁS NATURAL

2.4.1 Equação de Estado

O comportamento do gases a baixa densidade é dado pela equação abaixo, chamada de “Equação dos Gases Perfeitos”:

$$PV = nRT, \quad (2.1)$$

sendo

P = pressão (em Pascal = N/m^2)

V = volume (em m^3)

$n = n^{\circ}$ de moles

$R =$ constante dos gases $= 8,31434 \text{ J/mol K}$

$T =$ temperatura absoluta (em K)

A baixas temperaturas todos os gases e vapores reagem de maneira semelhante com relação a PVT. Em pressões maiores, o comportamento dos gases desvia-se da equação acima, requisitando um fator de correção, chamado neste caso de "Fator de Compressibilidade" " z ". Desta forma a equação se torna:

$$PV = z.n.RT \quad (2.2)$$

O fator z normalmente é uma função gráfica ou matemática da temperatura, pressão e composição do gás.

2.4.2 Equação para cálculo da potência de compressão do GN

$$W = 0,0281 \cdot \frac{Q \cdot z}{\eta} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (2.3)$$

onde: $W =$ potência (kW)

$Q =$ vazão (Nm^3/h)

$z =$ fator de compressibilidade

n = eficiência do compressor (em %)

k = razão de calor específico = c_p/c_v

P_2 e P_1 = pressões de saída e de entrada (em Pa)

2.4.3 Equação de Combustão do Gás Natural

Por simplificação, adotemos que a composição do gás natural é:

90% Metano (CH_4) + 6% Etano (C_2H_6) + diversos

2.5 PROCESSOS DE COMBUSTÃO DO GÁS NATURAL

Desta forma a reação completa de combustão depende da composição do gás e como o gás natural é basicamente formado de metano, pode-se simplificar a equação de combustão pela forma abaixo:

$a \text{CH}_4 + b \text{O}_2 \rightarrow c \text{CO}_2 + d \text{H}_2\text{O} + \text{energia}$, a , b , c e d são coeficientes da reação.

• Queima direta em caldeiras

• Queima direta A queima estequiométrica do gás natural se dá nas seguintes proporções:

• Queima em câmaras de turbinas *heavy duty* ou aeroderivativas

- 1 m^3 de gás natural + $9,52 \text{ m}^3$ de ar = $10,52 \text{ m}^3$ de fumaça úmida

Se a combustão é feita com excesso de ar a reação é oxidante.

Neste caso a fumaça oriunda desta reação não contém resíduos de combustíveis não queimados, ocorrendo uma combustão completa.

Por um outro lado, se a reação contar com quantidade insuficiente de ar, diz-se redutora, na qual as fumaças contém subprodutos da combustão e gases combustíveis.

Os limites de inflamabilidade do gás natural se encontram entre 5 a 15% da quantidade de ar da reação de combustão.

2.5 PROCESSOS DE COMBUSTÃO DO GÁS NATURAL

Os processos de combustão, nos quais o gás natural pode ser utilizado, abrangem praticamente a todos aqueles processos que queimam algum tipo de combustível fóssil. Destacamos dentre os vários existentes os seguintes:

- Queima direta em caldeiras
- Queima direta em bicos queimadores
- Queima em motores de combustão interna (ciclo Otto e Diesel)
- Queima em câmaras de turbinas *heavy duty* ou aeroderivativas

2.7 ASPECTOS De acordo com as formas de combustão utilizadas para o gás natural percebe-se que as duas primeiras são direcionadas à geração de energia térmica (aquecimento do ar ou de um corpo sólido e geração de vapor) enquanto que as duas formas restantes têm uma forte aplicação para geração de energia elétrica (através da movimentação de geradores).

Particularmente em relação ao uso de turbinas a gás, as possibilidades de utilização de energia térmica também são grandes através da recuperação dos gases quentes de escape da turbina.

2.6 ITENS DE SEGURANÇA

O gás natural se apresenta intrinsecamente seguro devido a sua composição ser basicamente metano, um dos três gases mais leves que o ar (os outros são o hidrogênio e o hélio). Esta característica faz que em casos de vazamento do gás natural, este tenha a tendência de subir e se dispersar no ar ambiente, não causando acúmulo próximo ao solo, prevenindo assim o risco de intoxicação de pessoas e/ou explosão. É importante no entanto que instalações consumidoras do gás natural tenham um bom sistema de ventilação/exaustão, especialmente em se tratando de casas de máquinas.

2.7 ASPECTOS CONTRATUAIS NO ESTADO DE SÃO PAULO

Todo transporte, distribuição e venda de gás natural no Estado de São Paulo é feito por uma empresa estatal estadual, a COMGÁS.

A COMGÁS se encarrega do atendimento aos setores residencial, comercial e industrial e oferece uma tabela diferenciada de custos (do suprimento do gás natural) de acordo com o consumo de cada cliente e também da utilização (por exemplo a tarifa para o uso do gás natural em cogeração é mais baixa, incentivando esta prática).

Todo apoio técnico para o suprimento do energético, também é provido pela COMGÁS, garantindo inclusive suporte técnico após a instalação concluída e início das operações.

2.8 TÓPICOS DISCUTIDOS EM REUNIÃO COM TÉCNICOS DA COMGÁS (08/03/96)

Em reunião que teve lugar na sede da COMGÁS na capital paulista, foram discutidos vários detalhes a respeito do consumo e utilização do gás natural. Como um primeiro contato com os fornecedores oficiais deste energético no Estado, não nos aprofundamos em nenhum detalhe específico, preferindo abordar o uso do gás natural em termos mais gerais. Segue abaixo uma seqüência do se conversou naquela oportunidade:



- Atualmente o gás natural pode ser suprido à região de Santos, Cubatão (gás proveniente da bacia de Santos) e na região do Vale do Paraíba (através de gasoduto proveniente da bacia de Campos - RJ). Ambos os gasodutos alimentam também a Grande São Paulo. O suprimento de gás destas duas fontes ocorre desde 1988 e tem reservas confirmadas de suprimento pelo menos para os próximos vinte anos.
- A prospeção, exploração e tratamento do gás natural é feito pela Petrobrás, a qual fornece o produto à COMGÁS, que irá distribuí-lo e vendê-lo no Estado de São Paulo.
- Atualmente o volume de gás natural disponível nestes dois gasodutos mestres é de 3.000.000 m³/dia, prevendo um reforço de mais 600.000 m³/dia nos próximos três anos.
- Existe um projeto detalhado da construção de um gasoduto que cruzaria o Estado de São Paulo desde Andradina (extremo oeste) até Paulínia (região de Campinas) e seguindo para o sul do estado e norte do Paraná, passando pela região de Apiaí. Este gasoduto traria gás natural originário da Bolívia, país detentor de grandes reservas deste energético. A realização deste projeto ainda depende de negociações na esfera do governo federal.
- Devido a sua longa experiência no mercado de fornecimento de gás em São Paulo a COMGÁS dispõe hoje de grande conhecimento na utilização do gás natural para queima direta em caldeiras, estufas, queimadores etc.

Devido ao conceito de cogeração ser recente no Brasil e ainda hoje de poucas aplicações na área industrial, o *know-how* destas instalações se encontra em mãos de empresas privadas e grandes grupos fabricantes de conjuntos geradores.

A atual capacidade de suprimento do City Gate é de 500.000

- A utilização do gás natural na operação de grandes grupos cogeneradores para a área industrial requer estudos detalhados de cada caso, variando de cliente a cliente.
- A determinação da relação de quantidade de energia elétrica e energia térmica consumidas numa dada indústria, aliado ao conhecimento dos vários sistemas de produção de energia, através da queima de gás natural, são fundamentais para o sucesso do projeto.
- Um conhecimento profundo da estrutura atual dos concessionários de energia elétrica é muito importante para que se avalie a possibilidade de venda de excedentes de energia elétrica produzidos em centrais de cogeração a gás natural.
- O gás natural tem condições de competir e substituir os derivados de petróleo, tais como os óleos BPF, pois tem preço compatível e apresentam custos operacionais mais baixos, além de serem ecologicamente corretos, uma vez que a combustão completa do gás natural não é poluente.
- Atualmente o consumo de gás natural no Estado de São Paulo se distribui em termos macro como 80% para o setor industrial, 10% para o comercial e 10% para o residencial.

A região do Vale do Paraíba conta com um terminal exclusivo para fornecimento deste energético. O terminal está localizado na Refinaria Henrique Lages (REVAP) em São José dos Campos. Este terminal, o *City Gate*, já supre instalações residenciais, comerciais e industriais do vale (GM e Kaiser).

A atual capacidade de suprimento do *City Gate* é de 500.000 m³/dia.

2.9 OUTROS DETALHES SOBRE A UTILIZAÇÃO DE GÁS NATURAL

Segue-se abaixo, informações complementares, em nível básico, sobre a utilização do gás natural tais como:

- Tipos e características dos principais queimadores para uso com gás natural,
- índices de emissão de poluentes na queima do gás natural (em comparação com outros combustíveis),
- e a estrutura de tarifas praticadas para o gás natural no Estado de São Paulo.

2.9.1 Tipos de Queimadores

Conforme exposto acima, o gás natural tem sua aplicação básica em geração de energia térmica, elétrica ou ambas (cogeração). Quer o gás seja

utilizado em caldeiras, fornalhas ou turbinas, este necessita passar por um processo de combustão, realizado por dispositivos chamados queimadores. O conhecimento detalhado das características dos vários tipos de queimadores é importante para a maximização da eficiência térmica dos equipamentos que utilizam qualquer tipo de combustível.

Em um equipamento térmico, operando com qualquer combustível, busca-se atender os seguintes objetivos:

- a) Baixo custo operacional;
- b) Combustão completa com segurança e operacionalidade;
- c) Máxima eficiência térmica (transmissão de calor otimizada);
- d) Níveis de emissão de poluentes (SO_2 , particulados, CO, hidrocarbonetos e NO_x) dentro dos níveis regulamentares.

Os queimadores de gás são classificados em três tipos, quanto ao local onde o gás combustível é misturado com o ar de combustão:

A) Queimador de pré-mistura

No gás é misturado com o ar de combustão a montante do queimador, e a mistura combustível, com baixo excesso de ar é introduzida na fornalha. O uso de queimadores de pré-mistura permite redução do volume da

fornalha, que é importante para as pequenas caldeiras. Eles são recomendados para a queima de combustíveis de baixo poder calorífico em caldeiras de pequeno porte. Entretanto, estes queimadores são grandes, comparados com outros tipos.

Os queimadores de pré-mistura incluem queimadores com pré-câmara de mistura, queimadores túnel, combustão catalítica (queima do combustível em um bloco refratário poroso, na presença de platina, sem a formação de chama). Estes queimadores são chamados sem chama, de chama azul ou de chama curta, uma vez que somente uma chama curta e pouco luminosa se forma na saída do queimador.

B) *Queimador de chama de difusão*

Gás e o ar são alimentados separadamente na fornalha, e a mistura é realizada ao mesmo tempo que a combustão, pelo processo de difusão turbulenta.

As fornalhas das caldeiras de média e alta capacidade são dotadas de queimadores de chama de difusão ou do tipo intermediário. Quando utilizados com gás natural, os queimadores de difusão produzem uma chama luminosa de alta emissividade, devido à formação de fuligem. A forma mais simples é o bocal aberto, de seção redonda ou retangular, da tubulação de gás. São construídos de tamanho pequeno, para uso residencial, até queimadores industriais de 500000 kcal/h.

Os queimadores de difusão são simples, baratos, estáveis e extremamente flexíveis quanto a resposta à demanda. Eles formam uma chama longa e luminosa, de baixa temperatura. O comprimento e a forma da chama pode ser controlado distribuindo o ar secundário por vários pontos da câmara de combustão. Isto é conveniente quando é necessário um aquecimento uniforme em uma fornalha longa.

Eles normalmente funcionam com gás a baixa pressão (menores que 60 Pa).

C) Queimador de tipo intermediário

No qual o ar e gás são misturados parcialmente no queimador, e a mistura sofre adição de ar, por difusão, no interior da fornalha. Quanto maior for a mistura dentro do queimador, maior o seu desempenho.

Assim, na escolha do queimador deve-se procurar atender as seguintes condições de uma boa combustão, que são:

- Mistura ar/combustível homogênea, com excesso de ar mínimo, em toda faixa de operação;
- Baixa velocidade de saída, para evitar o descolamento da chama;
- Possibilidade de regular o volume e comprimento da chama, para assegurar o preenchimento da fornalha e evitar impacto sobre as paredes;

- Obtenção de uma chama luminosa para melhorar a transmissão de calor por radiação.

Testes realizados em 65 caldeiras, mostraram que, apesar das perdas pela chaminé aumentarem cerca de 2,5% devido à presença de mais vapor-d'água, as outras perdas térmicas são menores e o rendimento total da caldeira aumenta em cerca de 3,5%.

Poluente	Gas Natural	Carvão	Diétil	Óleo Combustível	Lenha
Enxofre, mg/MJ	< 1,0	310	70,0	240,0	30
Chumbo, µg/MJ	< 0,04	10	0,2	0,3	10
Cádmio, µg/MJ	< 0,003	400	2,5	8,5	100
Mercurio, µg/MJ	< 0,005	500	3,0	25	200
Vanádio, µg/MJ	< 0,0003	500	2,0	1300	100
Zinco, µg/MJ	< 0,003	1000	2,0	25	1200
PCl em kg/kJ	49,0	26,0	40,5	40,5	19

Fonte: World Bank, Natural Gas Unit, Nov. 1989, SCHMITZ, O.A. Gas Wertschung, 1994.

2.9.2 Índices de Emissão de Poluentes

A combustão dos hidrocarbonetos produz essencialmente CO_2 e H_2O . Estes produtos não são considerados poluentes no funcionamento normal de instalações térmicas utilizando combustíveis fósseis. Entretanto, além desses produtos, são produzidos o monóxido de carbono (CO), óxidos de enxofre (SO_x) e de nitrogênio (NO_x), que são poluentes. As tabelas a seguir apresentam primeiramente um quadro comparativo dos teores de poluentes e a taxa de emissão de poluentes na queima dos combustíveis mais utilizados no nosso país. Observa-se que o gás natural é muito menos poluente que o óleo combustível e o carvão, tornando-se assim, as plantas a gás natural mais fáceis de se localizar, regulamentar e operar dentro das normas ambientais.

Tabela 2.3 Emissões de poluentes dos combustíveis industriais

Tabela 2.1 - Teor de poluentes de vários combustíveis

Poluente	Gás Natural	Carvão	Diesel	Óleo Combinado	Lenha
Enxofre, mg/MJ	< 1,0	310	70,0	240,0	20
Arsênico, Ug/MJ	<0,00003	150	0,5	2,0	5
Cádmio, Ug/MJ	< 0,04	10	0,2	0,7	10
Cromo, Ug/MJ	< 0,003	400	0,6	1,2	50
Cobre, Ug/MJ	< 0,0003	400	2,5	8,5	100
Mercúrio, Ug/MJ	< 0,004	4	0,09	0,06	1
Chumbo, Ug/MJ	< 0,006	500	3,0	25	200
Vanádio, Ug/MJ	< 0,0003	900	2,0	1300	100
Zinco, Ug/MJ	< 0,003	1000	2,0	25	1200
PCI em kg/kJ	49,0	26,0	40,5	40,5	19

Fonte: World Bank, Natural Gas Unit, Nov. 1989, SCHIMITT, O.A. Gas Wervendung, 1974.

Tabela 2.2 - Emissões de poluentes dos combustíveis industriais (kg/tep, kg/10⁷cal)

Combustível	Gás Natural 7550 kcal/m ³	Óleo BTE 10000kcal/kg	Carvão 7000 kcal/kg
Poluente		1,0% enxofre	1% enxofre
CO	0,3	0,7	1,5
NOx	2,3-4,3	8,2	1,5
SOx	0,007	20,0	29,2
CnHm	-	0,4	1,5
Aldeídos	-	0,28	0,004
Particulados	0,1-0,3	1,8	100

Fonte: World Bank, Natural Gas Unit, Nov. 1989, SCHIMITT, O.A. Gas Wervendung, 1974.

Os óxidos de enxofre são formados pela oxidação do enxofre presente no combustível. Como no gás natural os teores de enxofre são

extremamente baixos, as emissões de SO_2 e SO_3 nessas instalações são geralmente consideradas nulas.

Os óxidos de nitrogênio (NO_x) podem ser formados de dois modos distintos:

- Conversão do nitrogênio (N) quimicamente ligado no combustível (NO_x combustível);
- Oxidação do N_2 do ar de combustão (NO_x térmico).

A taxa de emissão de NO_x combustível é sobretudo uma função do teor de nitrogênio no combustível. A taxa de emissão do NO_x térmico é função da temperatura da chama, da quantidade de excesso de ar e do tempo de residência dos gases dentro da chama.

2.10 ESTRUTURA DE PREÇO DO GÁS NATURAL

A tabela de preços para o fornecimento de gás natural é definida, no Estado de São Paulo, pela COMGÁS, na qual os custos variam de acordo com o volume consumido.

Segue abaixo a tabela de tarifas do gás natural, vigente a partir de 01/09/95 (atualizada até março de 1996).

CLASSE DE CONSUMO	VOLUME DA	TERMO FIXO	TERMO
			(EM R\$)
1	até 5	4,8415	0
2	6 a 50	6,5060	0,8805
3	51 a 130	8,0604	0,7318
4	131 a 1000	17,9117	0,5041
5	1001 a 50000	1068,1217	0,2734
6	50001 a 100000	5639,2476	0,1811
7	100001 a 500000	10685,6378	0,1340
8	500001 a 1000000	15564,5472	0,1523
9	> 1000000	15564,5472	0,1511
	Interrupt/Take or Pay		0,1265

Tabela 2.3 - Tarifas do gás natural

CLASSE DE CONSUMO	VOLUME DA CLASSE (M ³ /MÊS)	TERMO FIXO (EM R\$)	TERMO VARIÁVEL (EM R\$)
1	até 5	4,8415	0
2	6 a 50	6,5060	0,8806
3	51 a 130	8,0604	0,7318
4	131 a 1000	37,9117	0,5041
5	1001 a 5000	69,9525	0,4720
6	5001 a 50000	1068,1217	0,2724
7	50001 a 300000	5630,9476	0,1811
8	300001 a 500000	14065,6579	0,1530
9	500001 a 1000000	14456,7256	0,1522
10	> 1000000	15564,5472	0,1511
	Interrup./Take or Pay	-----	0,1265
	Cogeração	-----	0,1131

Fonte: COMGÁS.

- Nestas tarifas não está incluso o ICMS, cujo valor atual é de 14,63488%.
- As tarifas Interrup./Take or Pay são destinadas àqueles clientes que apresentam consumo multivariável, e desejam pagar apenas quando utilizarem o gás natural.
- As tarifas Take or Pay e para Cogeração, estão em vigência desde 27/09/95.

O valor final a ser pago pelo consumidor do gás natural, é definido pela equação abaixo:

$$\text{Valor a Pagar} = ((\text{consumo m}^3/\text{mês} * \text{variável}) + \text{fixo}) / \text{consumo m}^3/\text{mês}.$$

Como exemplificação dos componentes do custo do gás natural no mercado internacional, de acordo com Poulallion, 1986, segue figura detalhando a estrutura de exploração, transporte e distribuição do gás natural;

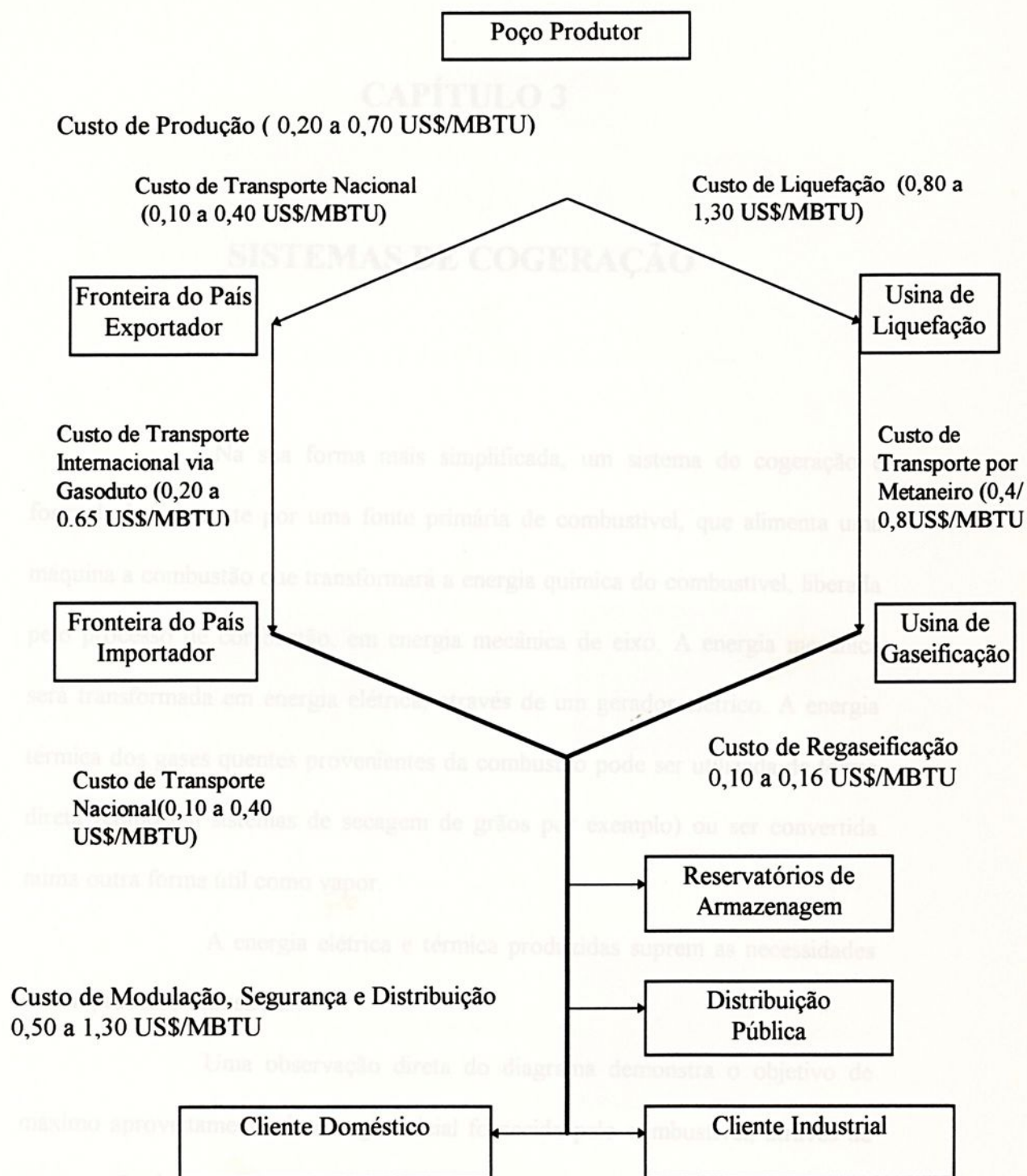


FIGURA 2.1 - Cadeia de exploração do gás natural e custo associado a cada etapa

CAPÍTULO 3

SISTEMAS DE COGERAÇÃO

FIGURA 3.1 - Sistema de cogeração (visão macroscópica)

Na sua forma mais simplificada, um sistema de cogeração é formado basicamente por uma fonte primária de combustível, que alimenta uma máquina a combustão que transformará a energia química do combustível, liberada pelo processo de combustão, em energia mecânica de eixo. A energia mecânica será transformada em energia elétrica, através de um gerador elétrico. A energia térmica dos gases quentes provenientes da combustão pode ser utilizada de forma direta (como em sistemas de secagem de grãos por exemplo) ou ser convertida numa outra forma útil como vapor.

A energia elétrica e térmica produzidas suprem as necessidades de um processo industrial.

Uma observação direta do diagrama demonstra o objetivo de máximo aproveitamento da energia inicial fornecida pelo combustível, através da recuperação da parcela que se perderia em calor dos gases quentes de escape.

Um detalhamento do sistema de cogeração propriamente, poderia ser representado pelas figuras 3.1 e 3.2.



FIGURA 3.1 - Sistema de cogeração (visão macroscópica).

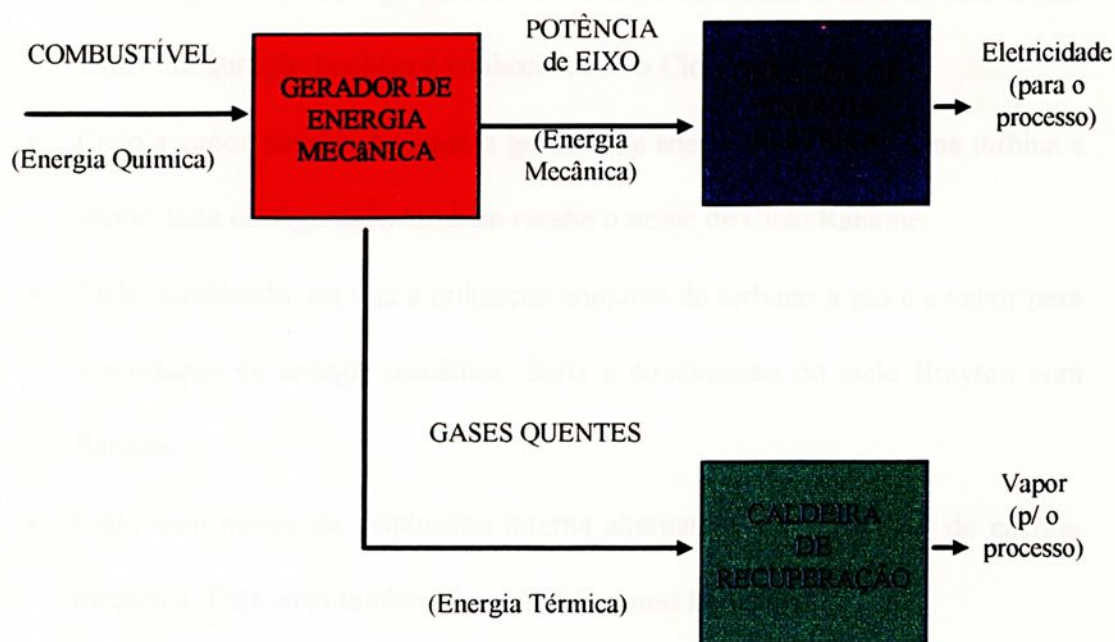


FIGURA 3.2 - Sistema de cogeração (detalhamento genérico)

Existe uma variedade de sistemas que combina com a descrição acima. Existem variações no porte, complexidade e tecnologia utilizada nestes sistemas. Os combustíveis também podem variar (gás natural, carvão, biomassa, etc.) de acordo com a disponibilidade, preço ou fator político de cada local. Como não é objetivo deste trabalho detalhar e discutir todos os diferentes sistemas de cogeração, nos limitaremos a apresentação e discussão (ao longo do trabalho) de 4 formas básicas destes sistemas, sendo:

- Ciclo a gás simples; cujo gerador de energia mecânica é uma turbina a gás. Esta configuração também é conhecida como Ciclo Brayton.
- Ciclo a vapor simples; no qual o gerador de energia mecânica é uma turbina a vapor. Esta configuração também recebe o nome de Ciclo Rankine.
- Ciclo combinado; ou seja a utilização conjunta de turbinas a gás e a vapor para a produção de energia mecânica. Seria a combinação do ciclo Brayton com Rankine.
- Ciclo com motor de combustão interna alternativo como gerador de energia mecânica. Este ciclo também é conhecido como Diesel.

Os ciclos mencionados apresentam características próprias e adaptam-se melhor a diferentes necessidades de suprimento de energia, de acordo com cada processo industrial.

Tais ciclos serão enfocados em detrimento a outros sistemas, devido as suas altas eficiências na produção de energia, pleno domínio de suas

tecnologias e a condição que podem alcançar de ecologicamente corretos (entre outros motivos), conforme detalhes apresentados a seguir.

Visando apresentar uma alternativa para cogeração na indústria, apresentaremos detalhes de ciclos combinados e simples nos quais os geradores da energia mecânica primária serão turbinas a gás, a vapor ou motores de combustão interna alternativos.

Turbinas a gás, motores de combustão interna e queimadores de caldeira podem utilizar uma variedade de combustíveis fósseis, mas limitaremos nossa descrição em sistemas que utilizem gás natural como combustível. Outra consideração a ser feita para facilitar a descrição dos sistemas é a utilização da energia térmica dos ciclos em forma de vapor para o processo.

Primeiramente serão descritos os ciclos a gás simples (Brayton), ciclo Diesel e Rankine, dos quais aliás, derivam os ciclos combinados. Esta ordem foi adotada na sequência de similaridade entre cada sistema. Também serão apresentados mais detalhes sobre componentes comuns a todos os ciclos, como os geradores elétricos e caldeiras de recuperação.

Diferentes sistemas de cogeração fornecem energia elétrica e térmica em diferentes quantidades e proporções. A definição da razão ou relação entre a quantidade de energia elétrica e energia térmica geradas pelo sistema, denominada relação E/S, é um dos parâmetros mais importantes e diferenciadores dos ciclos de cogeração. Este parâmetro é fundamental para a definição do sistema mais adequado para uma dada aplicação.



3.1 CICLOS SIMPLES

Ciclo simples é a denominação adotada para um sistema cogerador simplificado, isto é, composto apenas de um tipo de gerador de energia mecânica (turbina a gás ou outro gerador de potência de eixo, como um motor de combustão interna alternativo), gerador de energia elétrica e caldeira de recuperação dos gases quentes do escape da turbina ou motor. No caso do ciclo Rankine, o combustível é queimado primeiramente na caldeira, transformado em vapor que depois produzirá a potência de eixo na turbina a vapor.

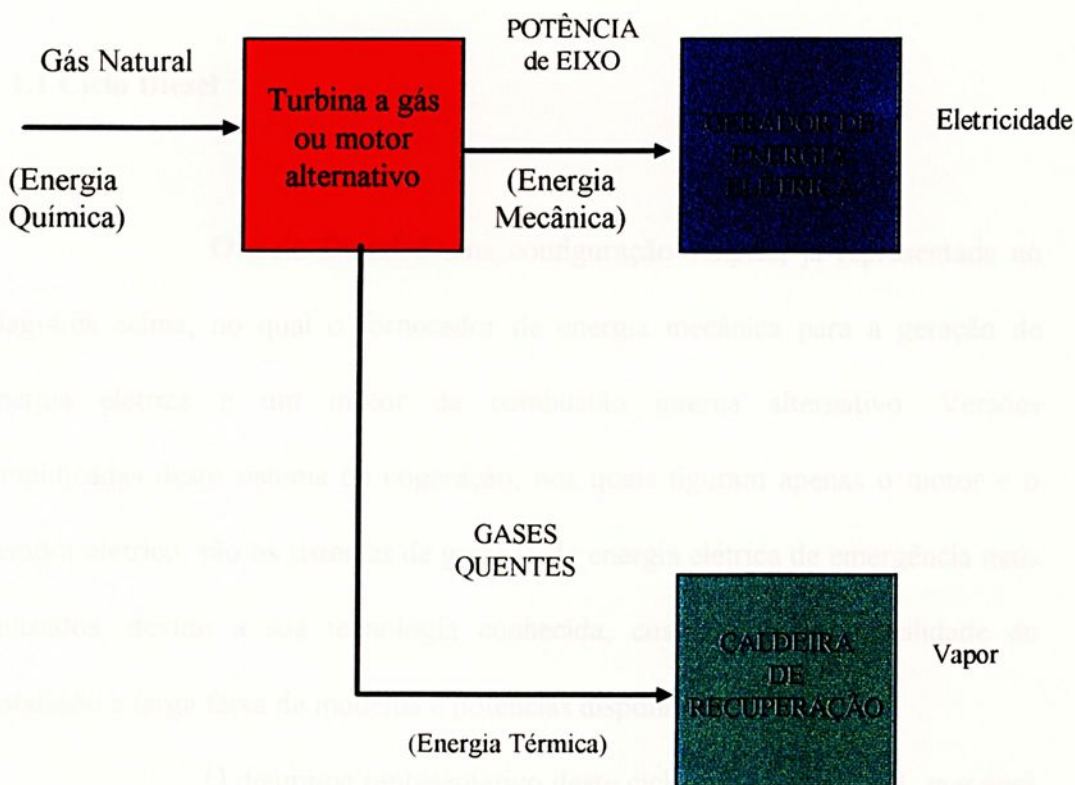


FIGURA 3.3 - Ciclos Brayton e Diesel.

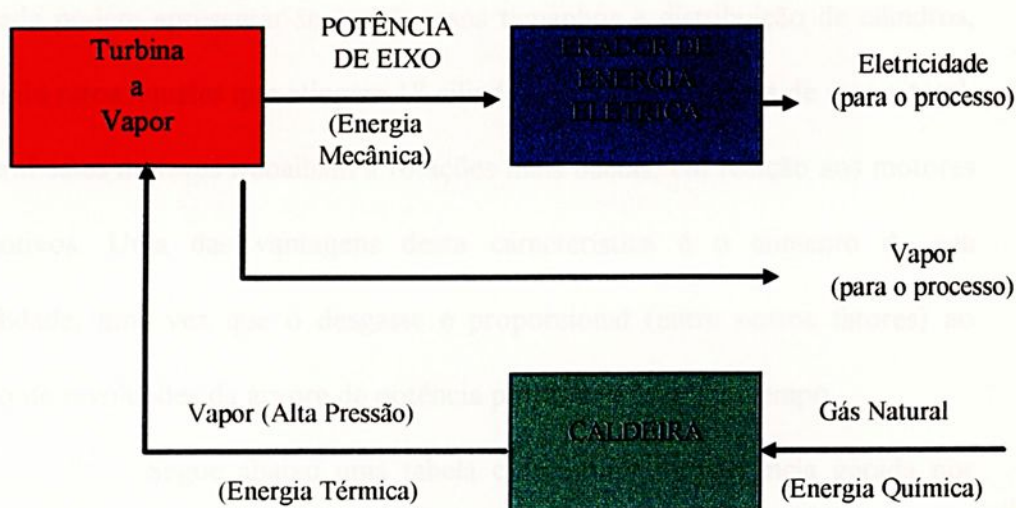


FIGURA 3.4 - Ciclo Rankine.

3.1.1 Ciclo Diesel

O ciclo Diesel é uma configuração simples, já representada no diagrama acima, no qual o fornecedor de energia mecânica para a geração de energia elétrica é um motor de combustão interna alternativo. Versões simplificadas deste sistema de cogeração, nos quais figuram apenas o motor e o gerador elétrico, são os sistemas de geração de energia elétrica de emergência mais utilizados, devido a sua tecnologia conhecida, custos atrativos, facilidade de instalação e larga faixa de modelos e potências disponíveis.

O diagrama representativo deste ciclo é o da figura 3.3, mas será visto em maiores detalhes (ao longo do capítulo) as formas de aproveitamento da energia térmica desprendida durante a combustão. Os motores utilizados para esta

finalidade podem apresentar-se em diversos tamanhos e distribuição de cilindros, não sendo raros aqueles que atingem 18 cilindros e varias toneladas de massa total. Em geral estes motores trabalham a rotações mais baixas, em relação aos motores automotivos. Uma das vantagens desta característica é o aumento de sua durabilidade, uma vez que o desgaste é proporcional (entre outros fatores) ao número de revoluções da árvore de potência por uma unidade de tempo.

Segue abaixo uma tabela com valores de potência gerada por uma família de motores de combustão interna alternativos que utilizam gás natural como combustível. Em seguida aparece uma figura ilustrativa de um motor deste tipo.

Tabela 3.1 - Faixa de potência de motores de combustão interna

Série	RPM	Modelo	Motor aspirado (HP)	Motor turbinado (HP)
AT	650/1000	12-V 8-L		1600/3000 1300/2000
VHP	600/1200	P-9390 L-7042 L-5790 L-5108 F-3521 F-2895	650/1500 500/1150 450/900 400/800 250/550 200/450	1500/2550 1150/1900 900/1600 800/1250 550/900 450/700
VGf	1200/1800	P-48 L-36 H-24 F-18	200/400 150/250	650/1200 500/850 400/600 250/450
VSG	1200/1800	F-11	100/150	150/200

Fonte: Catálogos Técnicos de Motores e Grupo-Geradores WAUKESHA.

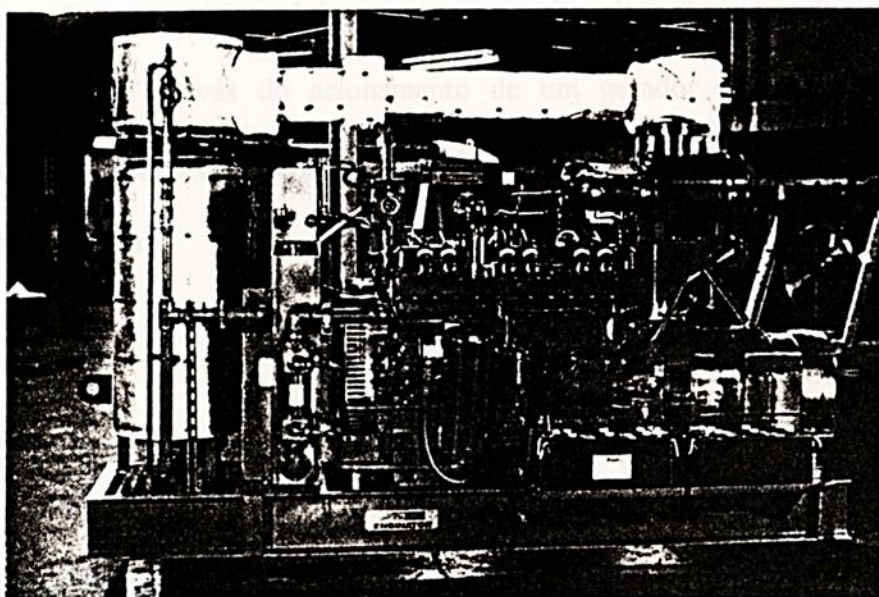


FIGURA 3.5 - Motor de combustão interna para geração de energia.

3.1.2 Ciclo a Gás Simples (Brayton)

O gerador elétrico é em geral conectado ao eixo da turbina (ou do compressor), cujo movimento giratório faz produzir energia elétrica. A caldeira de recuperação utiliza os gases quentes derivados da combustão na turbina para aquecer a água e transformá-la em vapor, encarregando-se da geração da energia térmica. Tal caldeira pode ou não ser precedida de combustores extras, os quais aumentam a temperatura dos gases de escape da turbina de forma a incrementar a produção de vapor na caldeira de recuperação.

Em termos de fluxo de transformação de energia temos então o gás natural sendo queimado na câmara da turbina e transformado em energia

mecânica. Esta energia mecânica presente no eixo da turbina transforma-se em energia elétrica através do acionamento de um gerador. A parte relativa a produção de energia térmica cabe a caldeira de recuperação dos gases quentes de escape da turbina.

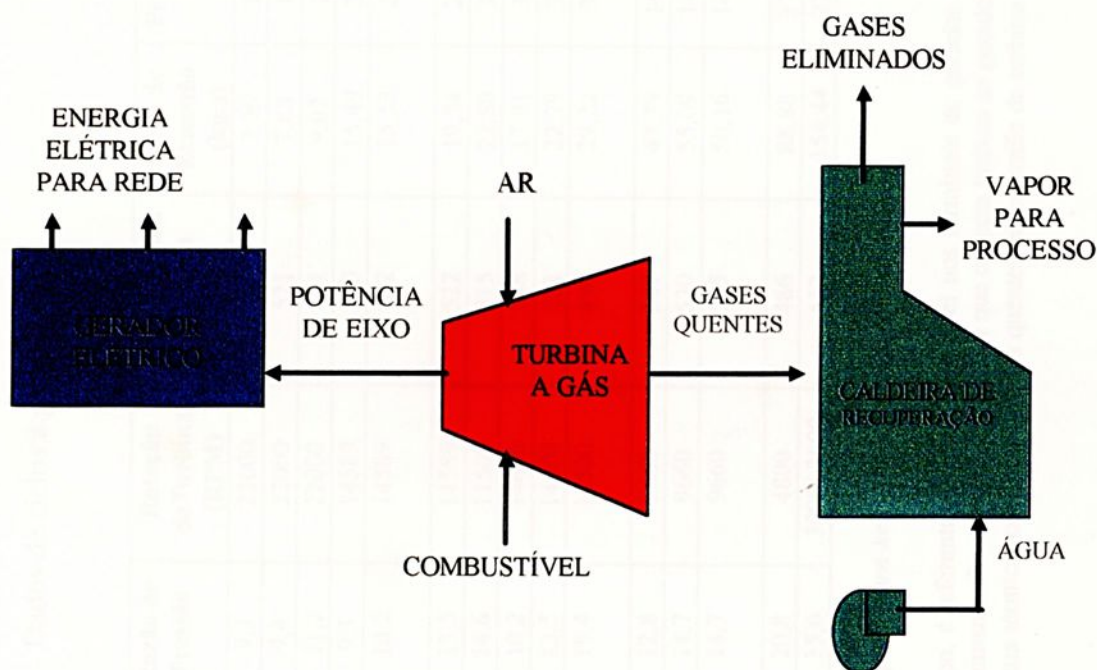


FIGURA 3.6 - Diagrama esquemático de um ciclo a gás simples.

Sistemas de cogeração baseados em turbinas a gás com queima de gás natural, segundo a Allison (Divisão da GM que fabrica turbinas aeroderivativas), num conjunto modelo 501KB5, convertem cada 1 m³/h de gás natural (com 9600Kcal/m³) em 3 kWh de energia elétrica (ar de entrada a 15°C) mais 8,55 kg de vapor /h a pressão de 17,6 kg/cm² e temperatura de 208°C.

Seguem na tabela abaixo dados de ciclos cogeneradores simples, fabricados em conjuntos *turn-key* pela U.S. Turbine Corporation:

Tabela 3.2 - Dados de ciclos a gás simples

Modelo USTC	Turbina Modelo	Energia Elétrica (kWhe)	S/E (kWt/kWhe)	Razão de Pressão	Rotação da Turbina (RPM)	Temperatura Exaustão (°C)	Fluxo de Exaustão (kg/s)	Peso Seco (kg)	Dimensões CxLxA (m)
UST1200	M1A-11	1235	4,28	9,3	22000	445	7,96	14520	5,6x2,6x2,6
UST1500	M1A-13	1472	4,13	9,4	22000	521	7,88	15400	5,6x2,6x2,6
UST2100	M1A-23	2043	4,01	11,2	22000	561	9,02	16720	5,6x2,6x2,6
UST3500	501-KB4	3424	3,77	9,3	14589	525	15,49	22800	7,8 x2,3x2,8
UST4000	501-KB5S	3952	3,59	10,2	14589	562	15,53	23760	7,8 x2,3x2,8
UST5000	501-KB7	5025	3,29	13,5	14589	522	19,54	28160	8,5x2,3x2,8
UST6500	601-KB9	6412	3,10	14,6	11500	515	22,88	36960	9,8x3,1x3,1
UST6600	501-KH5	6496	2,48	10,2	14600	548	17,91	36960	9,8x3,1x3,1
UST7700	501-KH7	7814	2,53	13,5	14600	521	22,79	37840	9,8x3,1x3,1
UST8000	601-KB11	7837	3,08	19,4	11500	490	29,22	38720	9,8x3,1x3,1
UST12000	MF-111A	12529	3,31	12,8	9660	547	47,39	140360	14,6x3,7x3,7
UST15000	MF-111B	14476	3,24	14,7	9660	530	55,09	140800	14,6x3,7x3,7
UST18000	MF-111 AB	17000	3,22	14,7	9660	565	50,16	140800	14,6x3,7x3,7
UST2700	RB-211	27210	2,79	20,8	4800	486	88,88	177760	21,7x4,2x4,2
UST51000	TRENT	51190	2,41	35,0	3000/ 3600	412	154,44	224400	25,3x4,2x4,2

Dados de ciclos cogeneradores simples, fabricados em conjuntos *turn-key* pela U.S. Turbine Corporation.

- Os valores de energia elétrica produzida por cada grupo, é referente ao valor disponível nos terminais do gerador elétrico, considerando pois, todas as perdas no processo de combustão na turbina e transmissão mecânica no redutor que conecta turbina ao gerador elétrico.
- A coluna S/E, relaciona a quantidade de energia na forma térmica, contida nos gases quentes de exaustão da turbina em relação a quantidade de energia elétrica produzida.

3.1.2.1 Turbina a Gás

A turbina a gás que proporcionam a energia mecânica necessária ao ciclo cogerador, pode ser de dois tipos básicos: *heavy-duty* ou aeroderivativa.

Turbinas do tipo *heavy-duty* (ou trabalho pesado em tradução direta) em geral são máquinas de aspecto mais robusto, de tecnologia mais antiga e que tem sua faixa de rotação em 3000 ou de 3600 rpm .

Já as turbinas do tipo aeroderivativas, como o próprio nome informa, são equipamentos derivados das turbinas utilizadas na aviação. Tais máquinas apresentam aspecto mais leve, de tecnologia mais atual e trabalham a altíssimas rotações, podendo atingir 90000 rpm, dependendo do porte. Altas rotações requerem o uso de redutores entre o eixo da turbina e o do gerador elétrico.

Como componentes básicos de ambos os tipos de turbina, podemos citar o compressor (unidade que comprime o ar captado do ambiente para o interior da turbina), as câmaras de combustão (que admitem o ar vindo do compressor e promovem a combustão combinando o ar com o combustível, acelerando os gases que serão enviados à turbina) e por fim a turbina de potência propriamente dita (componente que recebe os gases acelerados durante a combustão transformando sua energia cinética em energia mecânica de eixo). A potência de eixo gerada pela turbina é utilizada para mover o próprio compressor e o gerador elétrico também.

Como complemento tem-se um bocal de admissão devidamente desenhado para coletar o ar para o compressor e uma tubeira de escape, que faz a condução dos gases quentes da saída da turbina até o ambiente externo.

Estes gases deixam a saída da turbina entre 500 e 600°C em média.

Esquemáticamente, podemos representar uma turbina a gás da seguinte forma:

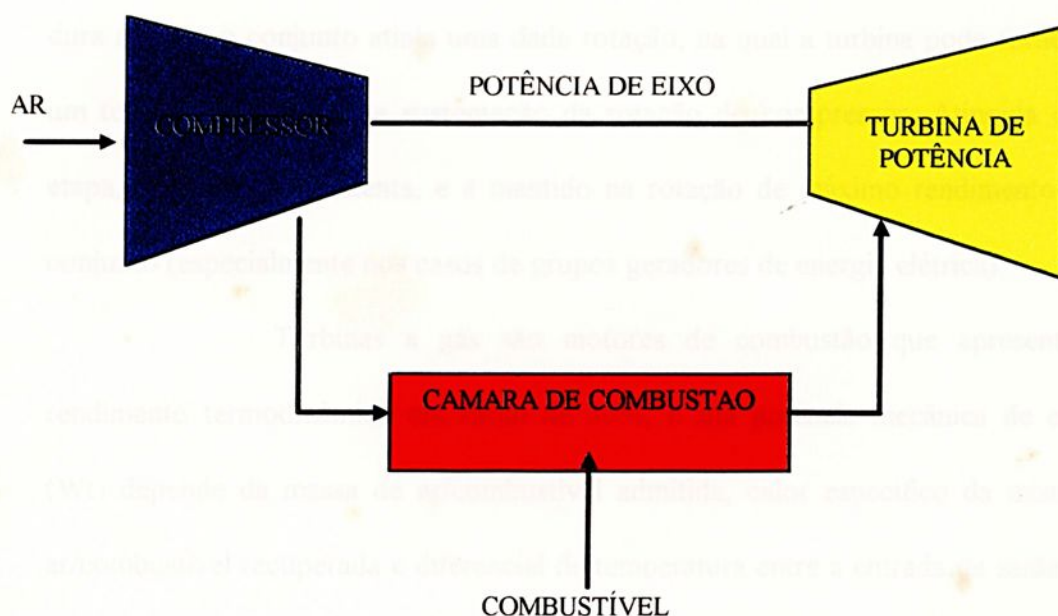


FIGURA 3.7 - Constituintes principais de uma turbina a gás.

O diagrama acima indica que a turbina de potência fornece o torque necessário ao acionamento do compressor que irá recalcar ar devidamente pressurizado às câmaras de combustão (que podem variar de 6 a 12 por conjunto).

O processo de compressão do ar, queima nas câmaras e recuperação em forma de potência de eixo na turbina, tem início de uma forma muito similar àquela utilizada para a partida dos motores de combustão interna alternativos que equipam os automóveis atuais. Um *motor de arranque* alimentado externamente, inicia o giro do compressor, enquanto um *faiscador elétrico* muito parecido com uma vela de ignição fornece a energia necessária ao início da combustão no interior das câmaras.

O auxílio externo para a colocação da turbina em funcionamento, dura até que o conjunto atinja uma dada rotação, na qual a turbina pode fornecer um torque mínimo para a sustentação da rotação do compressor. Atingida esta etapa, o sistema se sustenta, e é mantido na rotação de máximo rendimento do conjunto (especialmente nos casos de grupos geradores de energia elétrica).

Turbinas a gás são motores de combustão que apresentam rendimento termodinâmico em torno de 30%, e sua potência mecânica de eixo (W_t) depende da massa de ar/combustível admitida, calor específico da mistura ar/combustível recuperada e diferencial de temperatura entre a entrada de saída da turbina ($W_t = m \cdot C_p \cdot (T_i - T_s)$).

O diferencial de temperatura dos gases, que fluem entre a entrada e a saída da turbina, depende basicamente de características construtivas e da resistência dos materiais as altas temperaturas, de forma que a temperatura de entrada na turbina seja a máxima possível. A questão da resistência dos materiais que compõem a turbina é complexa e de grande interesse a pesquisa na área de metalurgia.

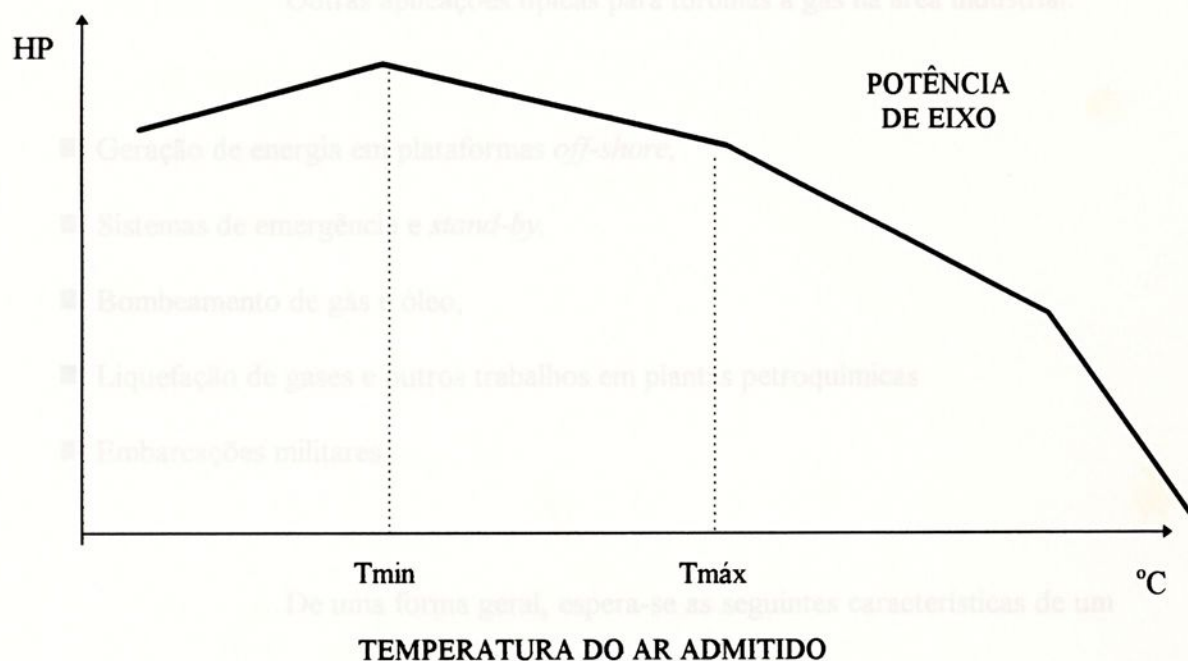


Contudo, outros componentes que podem ser controlados com os conhecimentos da termodinâmica são a utilização de combustíveis que proporcionem maior eficiência de queima (e maiores temperaturas) como é o caso do gás natural, que por ser gasoso em seu estado natural, propicia ótima eficiência de mistura com o ar. Já no caso da massa de ar/combustível que é injetada no conjunto da turbina, quanto maior for tal massa, tanto maior será o efeito sobre a potência de eixo. A forma mais utilizada para se conseguir este aumento de potência de eixo é aumentando-se a densidade do ar admitido, através de resfriamento.

Serão apresentados abaixo, gráficos de tendência que demonstram a relação entre a potência de eixo entregue por uma turbina e a temperatura e quantidade do ar admitido pelo sistema:

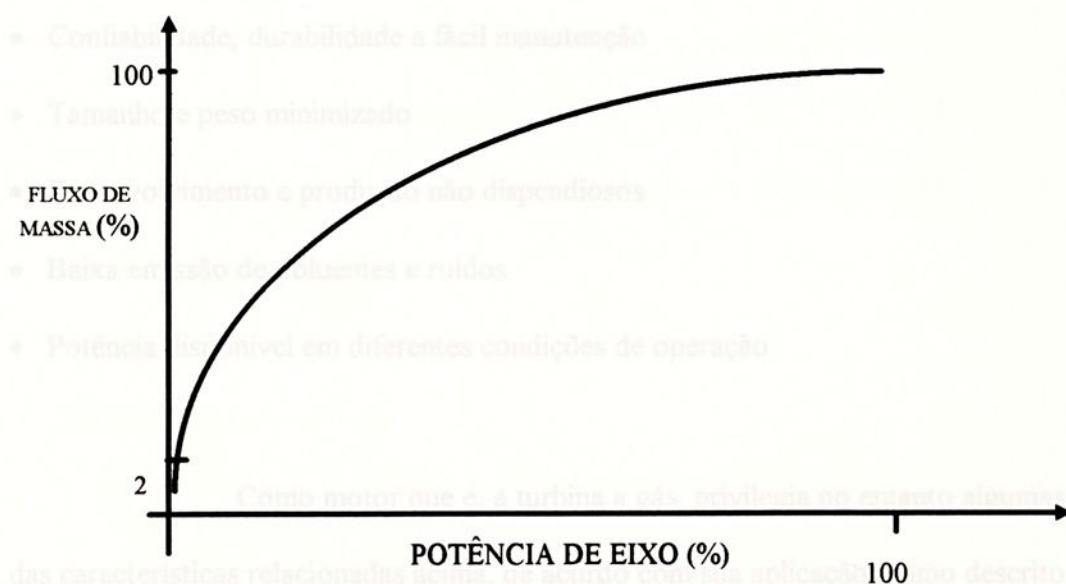


FIGURA 3.9 - Variação do fluxo de massa com a potência de eixo.



Nota: A faixa ideal de temperatura, sugerida para turbinas Rolls Royce RB 211-24 e Allison 511 KB, vai de $T_{min} = -5^{\circ}\text{C}$ a $T_{máx} = 15^{\circ}\text{C}$.

FIGURA 3.8 - Variação da temperatura de entrada do ar com potência de eixo entregue pela turbina.



• Para-jato com Outras aplicações típicas para turbinas a gás na área industrial:

■ Ser simples

- Geração de energia em plataformas *off-shore*,
- Sistemas de emergência e *stand-by*,
- Bombeamento de gás e óleo,
- Liquefação de gases e outros trabalhos em plantas petroquímicas
- Embarcações militares .

■ Resposta rápida

■ Grande De uma forma geral, espera-se as seguintes características de um motor:

• Geração de energia para situações de pico.

- Produção de potência mecânica de uma forma segura
- Apresentar baixo consumo de combustível
- Demonstrar operação estável e versátil
- Confiabilidade, durabilidade e fácil manutenção
- Tamanho e peso minimizado
- Desenvolvimento e produção não dispendiosos
- Baixa emissão de poluentes e ruídos
- Potência disponível em diferentes condições de operação

• Em aeronaves de combate

■ Alto Como motor que é, a turbina a gás, privilegia no entanto algumas das características relacionadas acima, de acordo com sua aplicação, como descrito a seguir:

- Para jatos comerciais:

- Ser simples
- Confiável
- Baixo Custo
- Alta eficiência

- Para uso em aviões cargueiros:

- Alta relação empuxo/peso
- Resposta rápida
- Grande empuxo em larga faixa de rotações

- Geração de energia para situações de pico:

- Robustez
- Baixo Custo

- Para uso veicular:

- Boa performance em carga parcial
- Baixa relação entre consumo de combustível e potência de eixo
- Respostas rápidas

- Em aeronaves de combate:

- Alto empuxo específico
- Alta relação empuxo/peso

- Robustez
- Alta qualidade dos componentes
- Estações geradoras de energia elétrica:
 - Alta eficiência
 - Confiabilidade
 - Baixa emissão de poluentes
 - Gases de exaustão com alta temperatura
- Aviões subsônicos de longo alcance:
 - Eficiência a altas altitudes
 - Confiabilidade
 - Alto empuxo na decolagem

Na figura 3.10 é mostrado um corte de uma turbina a gás real.

Pela ilustração será possível identificar os detalhes do que foi exposto no texto acima.

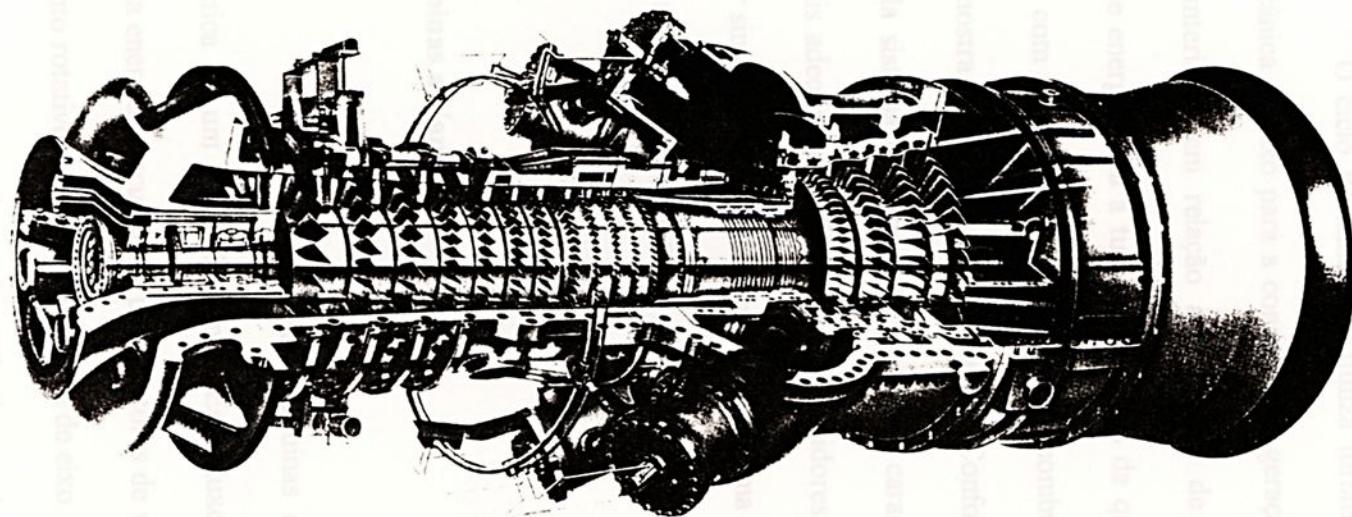


FIGURA 3.10 - Turbina a gás aeroderivativa.

3.1.3 Ciclo Rankine

O ciclo Rankine, que utiliza turbina a vapor como gerador de potência mecânica de eixo para a consequente geração de energia elétrica, difere dos ciclos anteriores em relação a utilização de um fluxo de vapor como fornecedor de energia para a turbina, ao invés da queima direta de combustível, como ocorre com as turbinas a gás e motor de combustão interna. Uma análise da Figura 3.4 mostra claramente esta diferença. Conforme afirmamos no início do capítulo, cada sistema de cogeração apresenta características próprias, que irão torná-los mais adequados a diferentes consumidores. O principal componente do ciclo a vapor simples, é a turbina a vapor, que é uma máquina de fluxo e em teoria se aproxima muito da turbina a gás.

3.1.3.1 Turbinas a Vapor

Turbinas a vapor são máquinas de fluxo que transformam a energia cinética de um fluxo de vapor. Este fluxo se expande internamente à turbina e esta energia é recuperada pelos rotores de vários estágios, convertendo-a em movimento rotativo e potência mecânica de eixo.

Tais turbinas são máquinas robustas e no caso dos ciclos combinados, funcionam recebendo o vapor produzido nas caldeiras de recuperação (que convertem o calor dos gases de escape da turbina a gás em vapor).

3.2 OUTROS C Turbinas a vapor, trabalham com pressão de entrada de 35 a 45 bar (no caso de sistemas ABB) e podem ser do tipo de condensação e contra-pressão.

As turbinas de condensação são maiores e mais caras, mas permitem uma maior recuperação de energia, promovendo a condensação do vapor em seu interior.

As turbinas de contra-pressão permitem sangrias de vapor a pressões mais elevadas e portanto recomendadas a outros processos industriais.

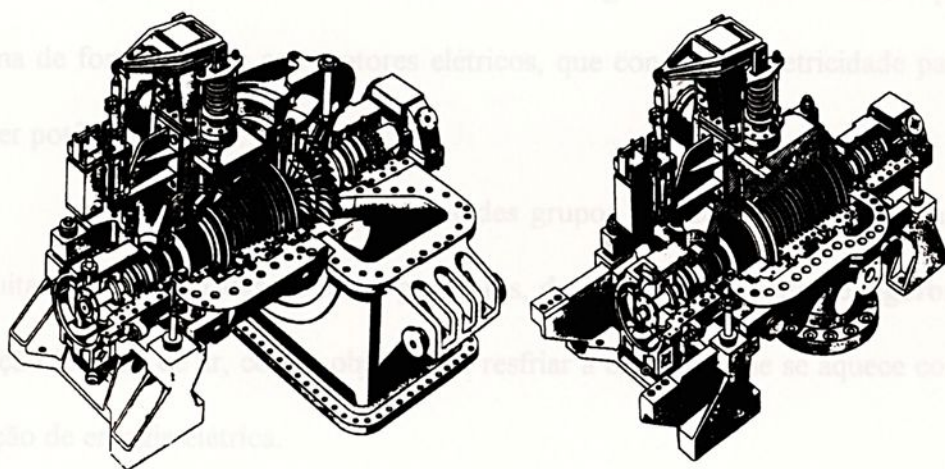


FIGURA 3.11 - Turbinas a vapor de condensação e contra-pressão.

3.2 OUTROS COMPONENTES

3.2.1 Gerador de Energia Elétrica

Este componente é responsável pela transformação da potência mecânica do eixo da turbina em eletricidade.

É uma máquina girante muito simples e durável, que converte a energia mecânica de eixo em energia elétrica através da aplicação da lei de Maxwell, pela qual um corpo metálico girando num campo elétrico, produz diferença de potencial nos terminais de saída do gerador. Pode-se dizer que funciona de forma oposta aos motores elétricos, que consomem eletricidade para fornecer potência de eixo.

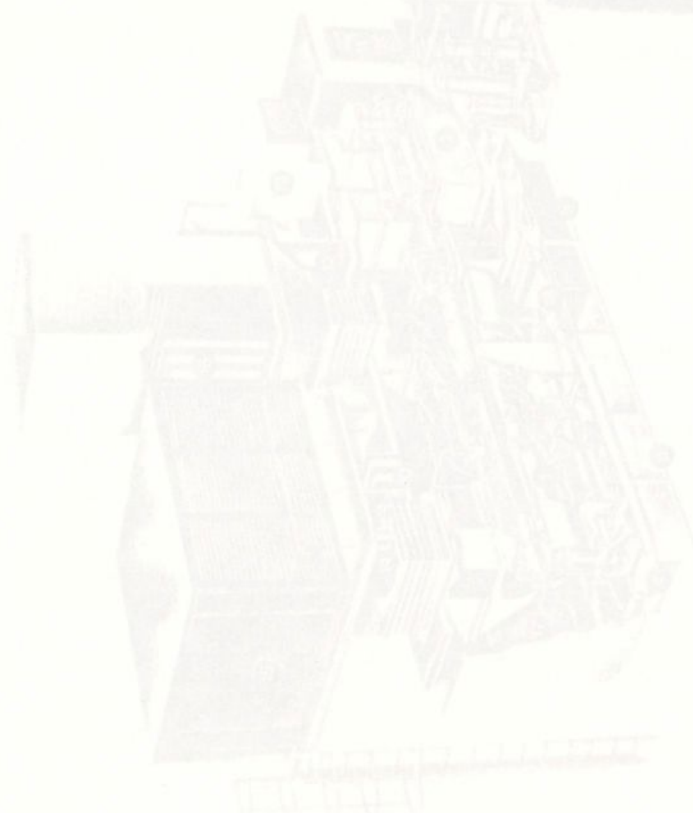
Para a aplicação em grandes grupos geradores, estas máquinas são muitas vezes chamadas de turbo-geradores, devido a necessidade de vigorosa ventilação forçada de ar, com o objetivo de resfriar a estrutura que se aquece com a geração de energia elétrica.

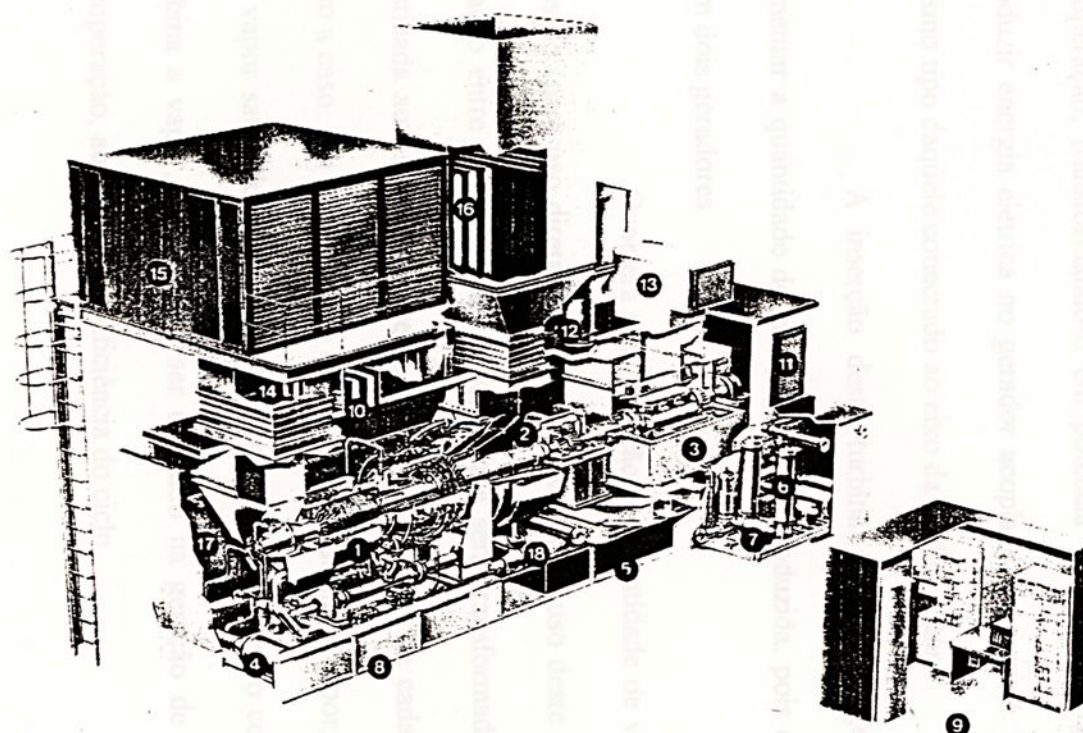
3.2.2 Caldeira de recuperação

Estas caldeiras em geral são aquatubulares e transformam água em vapor a partir da utilização dos gases quentes (entre 500 e 600°C) da saída da turbina.

A tubeira de condução dos gases de escape da turbina a gás pode ou não conter pós-queimadores, que injetam combustível na corrente de gases quentes, com o intuito de aumentar a produção de vapor na caldeira, proporcionando uma flexibilidade na relação entre quantidade de energia elétrica e térmica produzidas.

Segue abaixo uma figura representando as conexões entre os vários componentes de um ciclo simples de cogeração baseado em turbina a gás.





Descrição do equipamento

1. Turbina a gás
2. Caixa de redução
3. Gerador elétrico
4. Sistema de partida hidráulica
5. Tanque de óleo
6. Sistema de lubrificação
7. Sistema auxiliar
8. Estrutura da base
9. Sala de controle
10. Entrada de ventilação da cabine do motor
11. Entrada de ventilação do gerador elétrico
12. Exaustão da cabine do motor
13. Exaustão do gerador elétrico
14. Silenciador do ar para a turbina
15. Filtros de ar para a turbina
16. Silenciador da exaustão da turbina
17. Cabine acústica
18. Bomba de combustível

FIGURA 3.12 - Ciclo a gás simples.

3.3 CICLOS COMBINADOS

Os ciclos combinados são uma evolução do ciclo simples em relação a melhoria de eficiência na produção de energia elétrica e térmica.

Tomando-se como base a configuração de um ciclo simples (turbina + gerador + caldeira), acrescenta-se uma turbina a vapor com um gerador elétrico conectado a seu eixo.

Esta turbina utiliza parte do vapor produzido na caldeira de recuperação, transformando-o em potência de eixo (energia mecânica) que irá produzir energia elétrica no gerador acoplado a seu eixo. Este gerador será do mesmo tipo daquele conectado ao eixo da turbina a gás.

A inserção desta turbina a vapor e gerador elétrico visam aumentar a quantidade de energia elétrica produzida, pois o sistema conta agora com dois geradores.

Ocorrerá uma redução na quantidade de vapor produzido a alta pressão (para uso diretamente no processo) pelo uso deste na turbina a vapor. A relação entre a quantidade de vapor que será transformada na turbina e aquela destinada ao uso num processo industrial depende de cada usuário, variando de caso a caso. Em geral mesmo com o uso da turbina a vapor, existe disponibilidade de vapor saturado p/ processos industriais e também do condensado extraído da turbina a vapor, que poderá ser utilizado na geração de vapor na caldeira de recuperação, aumentando a eficiência do ciclo.

FIGURA 3.13- Diagrama esquemático de um ciclo combinado

O conceito de ciclo combinado, pode ser aplicado com a utilização de outros geradores de potência de eixo, como por exemplo motores de combustão interna alternativos. A escolha de tipo de *motor* que irá equipar o ciclo combinado, ou até mesmo o ciclo simples, dependerá basicamente da razão entre a quantidade de energia elétrica e térmica a ser utilizada pelo consumidor. Outros fatores técnicos e aspectos econômicos complementam os aspectos necessários a definição do tipo de sistema cogenerador.

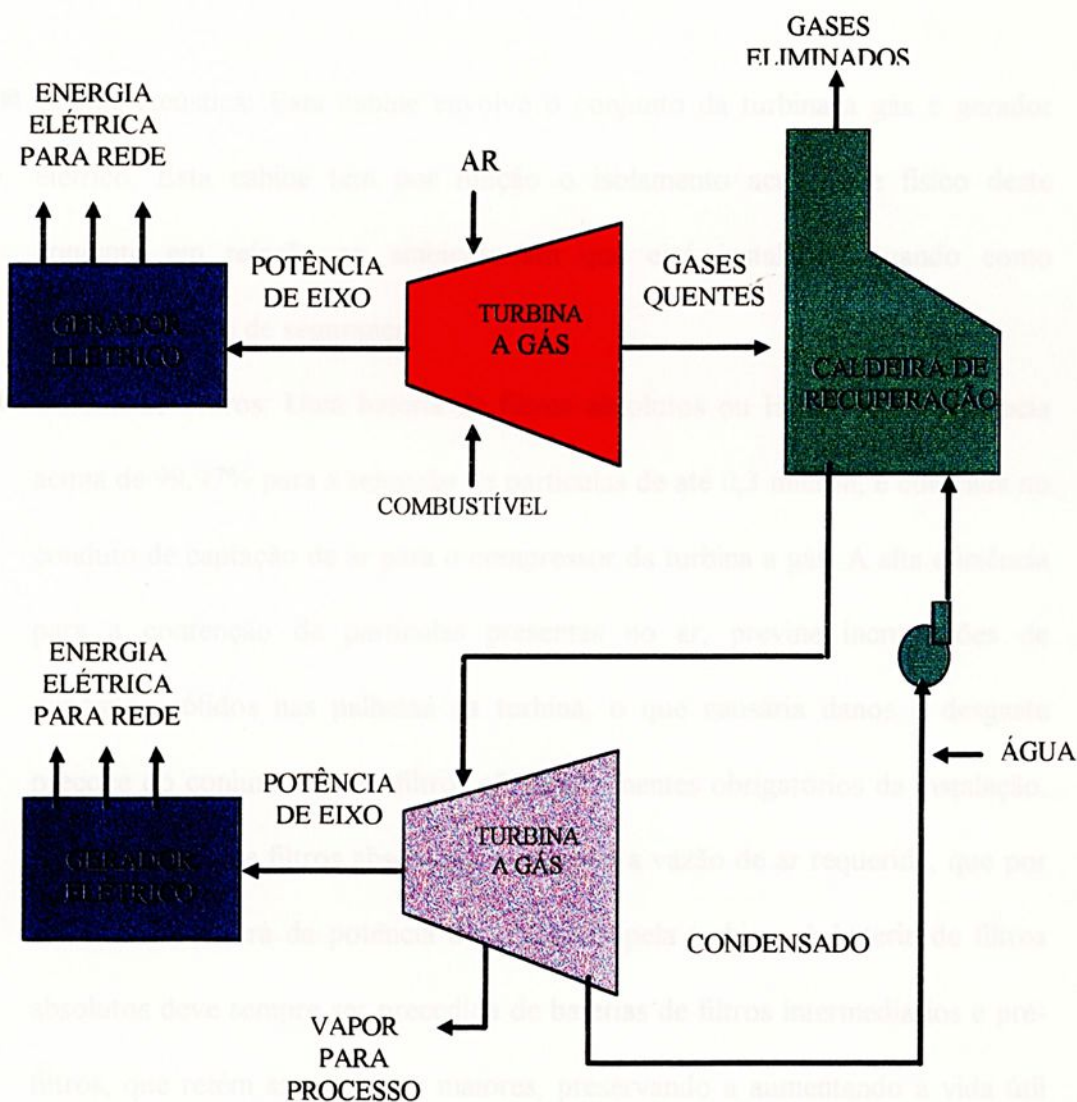


FIGURA 3.13- Diagrama esquemático de um ciclo combinado.

3.3.1 Outros componentes de uma instalação com ciclo combinado

Acima foram descritos os componentes básicos do grupo gerador de energia do ciclo combinado. Estes componentes básicos necessitam no entanto de uma série de equipamentos auxiliares para poder funcionar.

Segue abaixo a lista dos principais equipamentos auxiliares e suas funções:

- **Cabine Acústica:** Esta cabine envolve o conjunto da turbina a gás e gerador elétrico. Esta cabine tem por função o isolamento acústico e físico deste conjunto em relação ao ambiente em que está instalado, atuando como importante item de segurança.
- **Bateria de Filtros:** Uma bateria de filtros absolutos ou HEPA, com eficiência acima de 99,97% para a retenção de partículas de até 0,3 micron, é colocada no conduto de captação de ar para o compressor da turbina a gás. A alta eficiência para a contenção de partículas presentes no ar, previne incrustações de depósitos sólidos nas palhetas da turbina, o que causaria danos e desgaste precoce do conjunto. Estes filtros são componentes obrigatórios da instalação. A quantidade dos filtros absolutos, varia com a vazão de ar requerida, que por sua vez dependerá da potência desenvolvida pela turbina. A bateria de filtros absolutos deve sempre ser precedida de baterias de filtros intermediários e pré-filtros, que retêm as partículas maiores, preservando e aumentando a vida útil dos caros filtros absolutos.

■ O porte deste equipamento é função da carga térmica necessária para se manter o ar na temperatura desejada. Tal valor já foi calculado quando da especificação do(s) trocador(es) resfriador(es) do ar de admissão.

■ Cilindros de CO₂: Este cilindros de gás carbônico, fazem parte do aparato de segurança da instalação do ciclo combinado. Eles devem ficar em área externa ao recinto no qual o ciclo combinado está instalado e proverão gás carbônico à cabine acústica, para extinguir possíveis incêndios no interior da cabine.

■ Radiador de Óleo: Este radiador, resfria o óleo lubrificante do conjunto turbina, compressor e gerador. Fica localizado em área externa a casa de utilidades e normalmente é constituído de bomba de circulação de óleo e trocadores de calor tipo tubo aletado. Em geral o fluido refrigerante é o ar ambiente, assim como ocorre nos circuitos de arrefecimento dos automóveis. A manutenção da temperatura correta do lubrificante é fundamental para garantir sua viscosidade e propriedades lubrificantes, as quais garantem bom funcionamento e conservação do grupo gerador.

■ Compressor de Gás: Em sistemas de cogeração que utilizam o gás natural como combustível primário, existe a necessidade de se fazer a elevação da pressão de linha, na qual o gás é distribuído, para a pressão utilizada na entradas das câmaras de combustão da turbina a gás.

■ **Resfriador do ar de admissão:** Ainda na tomada de admissão do ar para o compressor da turbina, recomenda-se a instalação de trocadores de calor com o objetivo de manter o ar de admissão em temperatura controlada na faixa de 15°C.

■ **Cilindros de CO₂:** Estes cilindros de gás carbônico, fazem parte do sistema de segurança. A esta temperatura o ar apresenta densidade maior, fazendo aumentar o rendimento da turbina a gás. Este trocador de calor normalmente é do tipo de tubos aletados (similar aos utilizados em instalações de ar condicionado), em geral com tubos e aletas em cobre ou alumínio.

■ **Radiador de água:** A área de troca deste equipamento é função básica da temperatura média do ar na região em que o sistema está instalado e da quantidade de ar admitido.

■ **Calor tipo tubo:** No entanto as dimensões finais deste trocador ou de uma bateria deles, também depende da velocidade de face do ar em relação as aletas do trocador, que para este modelo, tem como máximo um valor de 10 metros por segundo. Em geral o sistema de resfriamento de ar de admissão conta com uma unidade frigorífica própria, garantindo o suprimento de fluido refrigerante ao trocador de calor.

■ **Compressor de Gás:** Em sistemas de cogeração que utilizam o gás natural como

■ **Máquina frigorífica:** A máquina frigorífica é necessária para fornecer o fluido refrigerante ao sistema de trocadores resfriadores do ar de admissão da turbina a gás.

A pressão da rede pode também variar, e a estação de compressão irá compensar esta variação. A pressão de gás normalmente utilizada nas turbinas é de 2 MPa.

■ Estação Secadora de Gás: Esta estação é composta de vários filtros secadores e separadores, que eliminam a umidade e outros compostos ainda presentes no gás após a fase de compressão. A exemplo dos cuidados com a pureza do ar de admissão à turbina, o gás igualmente deve ser puro, carregando o mínimo de resíduos. Turbinas a gás são máquinas eficientes, mas requerem grande controle para se garantir longa vida e evitar-se danos e paradas não programadas do sistema.

- Sistema Controlador de Manobras da Rede: O mercado atual, já conta com sistemas computadorizados que comandam as manobras entre energia elétrica fornecida pelo ciclo combinado e aquela fornecida pela rede da concessionária. Tais sistemas de fazem necessários, pois conseguem reverter a fonte de energia, sem causar variações de tensão, que poderiam danificar/afetar negativamente processos e equipamentos. A manobra do sistema cogerador para a alimentação elétrica da concessionária se faz necessária sempre que se necessitar fazer uma inspeção ou manutenção neste sistema.

FIGURA 3.14 - Central de cogeração por ciclo combinado

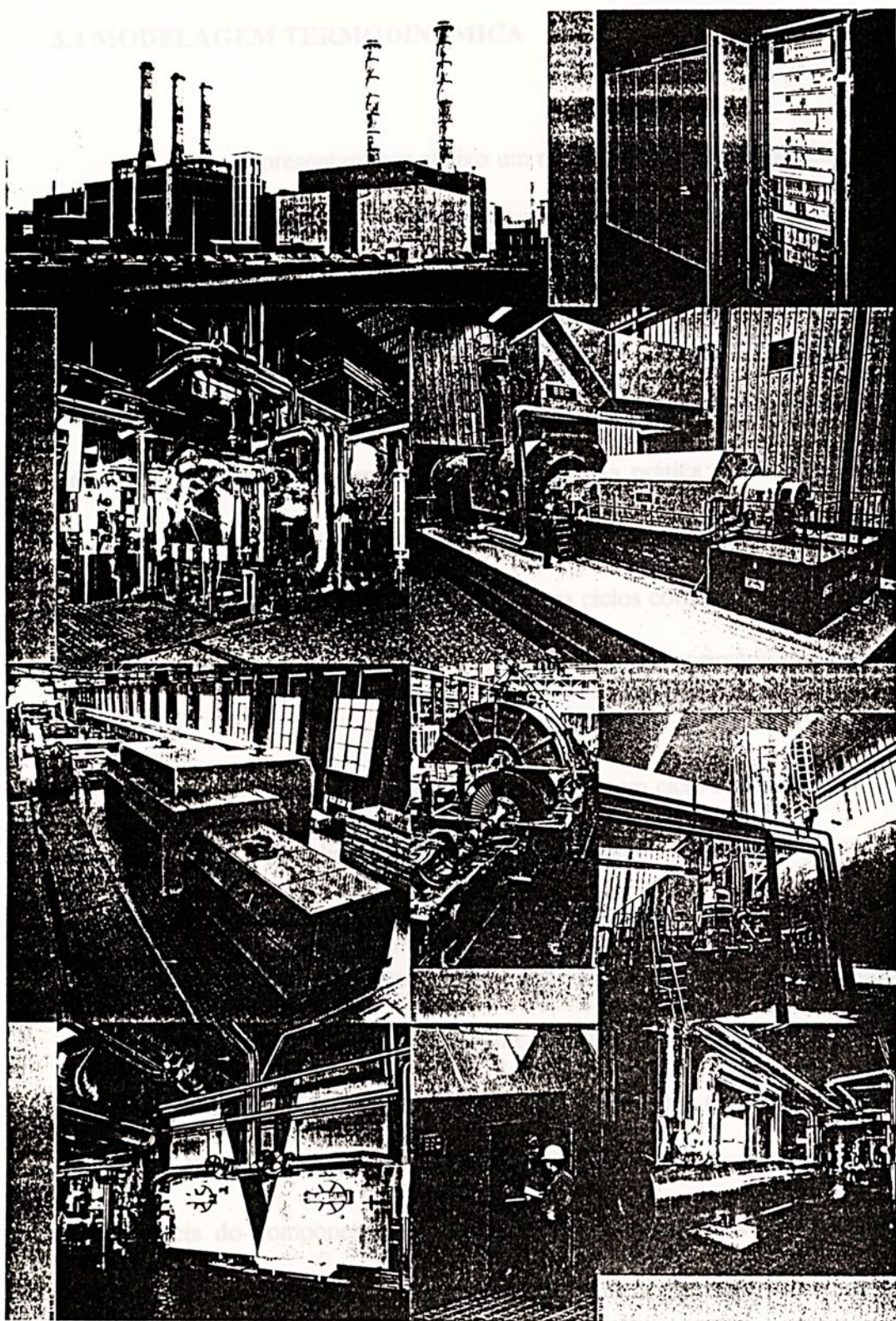


FIGURA 3.14 - Central de cogeração por ciclo combinado.

3.4 MODELAGEM TERMODINÂMICA

Apresentaremos abaixo um modelamento termodinâmico de cada um dos principais componentes de um ciclo combinado. Escolhemos este sistema por ser mais complexo e conter uma maior quantidade de componentes, como turbinas vapor. O gerador primário de potência de eixo e calor para o ciclo, pode ser representado por uma turbina a gás ou motor de combustão interna alternativo; uma vez que termodinamicamente são similares. Na prática contudo, os motores de combustão interna alternativos rejeitam menor quantidade de calor se comparados com turbinas a gás. Desta forma, os ciclos combinados com turbinas a vapor necessitam contar com turbinas a gás como gerador primário de potência de eixo e calor.

Tomando por base o diagrama de um ciclo combinado, podemos visualizar claramente a ligação entre os componentes a serem analisados. Serão montadas as equações de balanço de massa e energia para cada componente.

O modelamento dos componentes do sistema de cogeração considera a condição teórica de cada um, na qual o consumo ou produção de energia ocorre de uma forma ideal, sem perdas. A correção desta condição teórica para a condição real é feita com a introdução do termo denominado rendimento ou eficiência do componente. A eficiência de um equipamento ou componente demonstra que na realidade estes apresentam uma *performance* real pior que a teórica, como o exemplo do motor de combustão interna conectado a um gerador elétrico apresentado na figura 3.22, no qual apenas 32,2 % da energia contida na

massa de combustível que alimenta o motor é convertida em energia elétrica. Neste caso, podemos afirmar que a eficiência elétrica do motor conectado ao gerador é de 32,2 %, sendo restante da energia do combustível, dissipada em calor devido a atrito mecânico e outras irreversibilidades na transformação da energia química do combustível em potência de eixo no motor e em energia elétrica no gerador. Para cada componente do ciclo combinado será indicada sua faixa de eficiência.

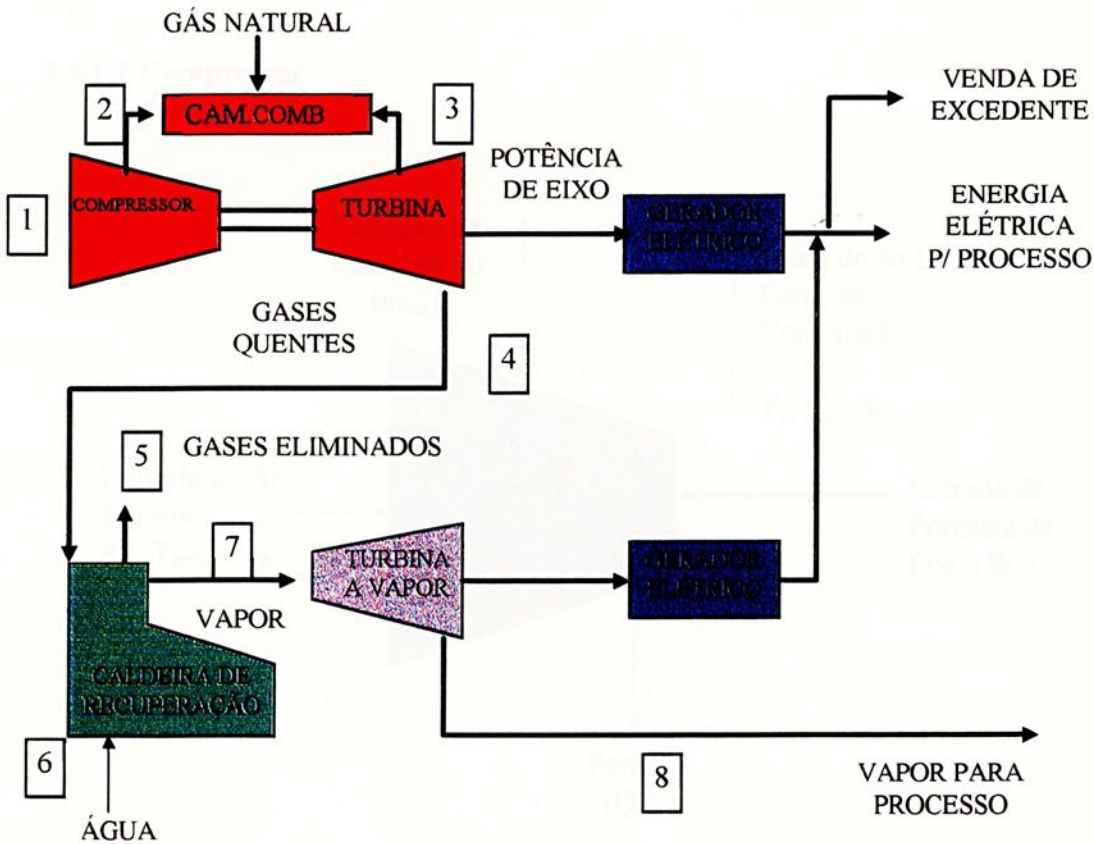


FIGURA 3.15 - Diagrama geral.

3.4.1 Turbina a Gás

Avaliaremos a turbina a gás não como uma caixa preta, isto é, adotando um volume de controle que siga o contorno externo do equipamento, mas sim dividido em seus componentes principais (compressor, câmaras de combustão e turbina de potência). Esta abordagem esclarece algumas particularidades interessantes das turbinas a gás, entre elas, o grande consumo de energia pelo compressor.

3.4.1.1 Compressor

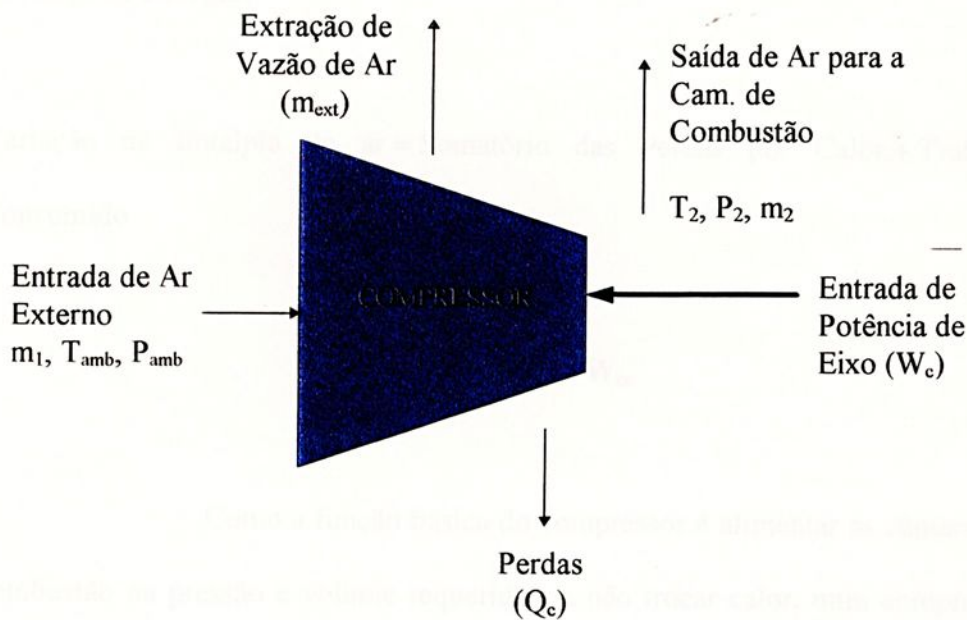


FIGURA 3.16 - Esquema termodinâmico de um compressor.

Balanco de massa:

$$m_2 = m_1 - m_{\text{ext}} \quad (3.1)$$

A massa de ar extraída da saída do compressor da turbina, se destina a selagem e refrigeração da câmara de combustão e das pás da turbina de potência, ou seja:

$$m_{\text{ext}} = m_{\text{rc}} + m_{\text{rt}} \quad (3.2)$$

Balanco de energia:

Variação da Entalpia do ar = Somatório das Perdas por Calor + Trabalho Consumido

$$m_2 \cdot (h_2 - h_1) = SQ - W_{\text{cs}} \quad (3.3)$$

Como a função básica do compressor é alimentar as câmaras de combustão na pressão e volume requeridos, e não trocar calor, num compressor corretamente projetado, pode-se considerar $SQ = 0$, logo;

$$- W_{\text{cs}} = m_2 \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.4)$$

Contudo esta expressão de trabalho, representa o valor mínimo consumido (sinal negativo indica trabalho consumido pelo compressor) pelo compressor ou o trabalho ideal, como se a compressão ocorresse de forma isoentrópica ($S=cte$).

Sistemas reais levam em consideração a eficiência ou rendimento (N) com o qual o equipamento/sistema, que neste caso é um compressor (N_c), opera. Para o compressor definimos:

$N_c = \text{Consumo ideal de trabalho } (W_{cs}) / \text{Consumo real de trabalho } (W_c)$

$$N_c = W_{cs} / W_c \quad (3.5)$$

Combinando-se as equações 3.3 e 3.4, temos; $W_c = W_{cs} / N_c$, ou seja;

$$W_c = m_2 \cdot (h_2 - h_1) / N_c \quad (3.6)$$

No caso de compressores de turbinas aeroderivativas, sua eficiência varia de 80 a 90%, quando em sua rotação ideal de trabalho.

A mesma sistemática adotada com relação ao compressor, será usada de forma análoga para os demais componentes, isto é, considerando-se os casos reais, com eficiência definida para suas funções básicas.

3.4.1.2 Câmara de Combustão

É o local onde ocorre o aquecimento do ar suprido pelo compressor, através de calor fornecido pela queima de um combustível. O ar quente será acelerado em bocais na saída das câmaras de combustão e então incidir sobre as palhetas da turbina de potência.

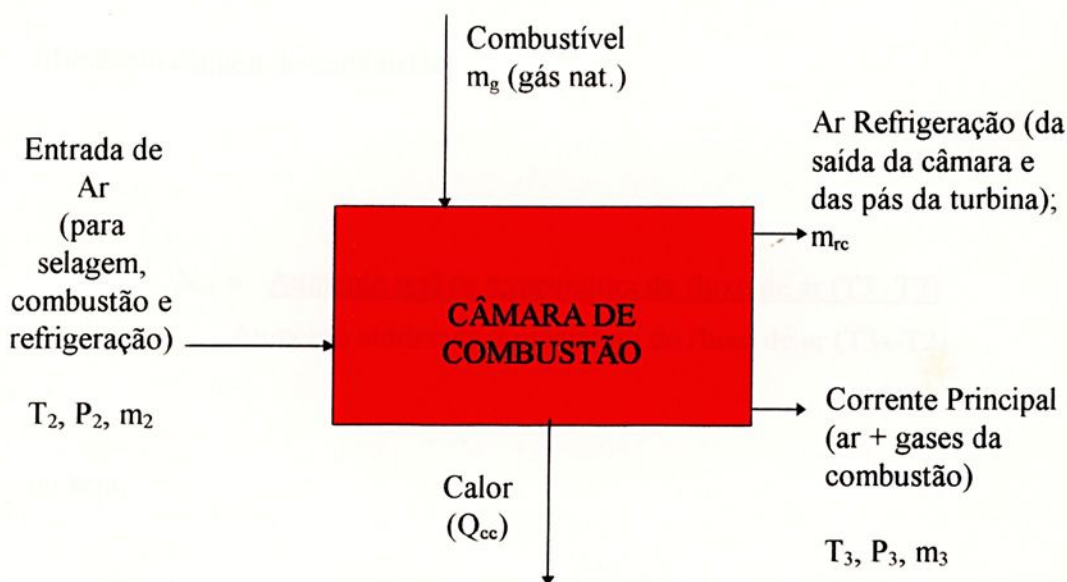


FIGURA 3.17 - Diagrama termodinâmico de uma câmara de combustão.

Balanco de Massa:

$$m_3 + m_{rc} = m_2 + m_g$$

$$m_3 = m_2 + m_g - m_{rc} \quad (3.7)$$

Balanco de Energia:

Eficiência câmara de combustão:

$$N_{cc} = \frac{\text{Aumento real de temperatura do fluxo de ar } (T_3 - T_2)}{\text{Aumento teórico da temperatura do fluxo de ar } (T_{3s} - T_2)}$$

ou seja;

$$N_{cc} = (T_3 - T_2) / (T_{3s} - T_2) \quad (3.8)$$

3.4.1.3 Turbina de Potência

Para turbinas aeroderivativas, a eficiência das câmaras de combustão se situa entre 85 e 95%.

Na condição ideal, toda energia liberada pela combustão do combustível (no caso, gás natural) deveria se transferir para o fluxo de ar, maximizando seu aumento de temperatura; isto é;

$$Q_{gn} = m_g \cdot PCI_{gn} = Q_{ar}/N_{cc} \quad (3.9)$$

PCI_{gn} : Poder calorífico inferior do gás natural

Q_{gn} : Calor fornecido pela combustão do gás natural

Q_{ar} : Calor recebido pelo fluxo de ar na câmara de combustão

C_{pm} : Calor específico da mistura ar combustível

mas,

$$Q_{ar} = m_3 \cdot C_{pm} \cdot (T_3 - T_2) \quad (3.10)$$

Combinando as equações 3.8, 3.9 e 3.10, obtém-se;

$$m_3 \cdot C_{pm} \cdot (T_3 - T_2) = N_{cc} \cdot m_g \cdot PCI_{gn}, \text{ ou seja;}$$

$$(T_3 - T_2) = N_{cc} \cdot m_g \cdot PCI_{gn} / m_3 \cdot C_{pm} \quad (3.11)$$

3.4.1.3 Turbina de Potência

A turbina transforma a energia cinética dos gases quentes expandidos em alta velocidade (ar + produtos da combustão) provenientes das câmaras de combustão; em potência mecânica de eixo que será utilizada para mover o compressor e o gerador elétrico.

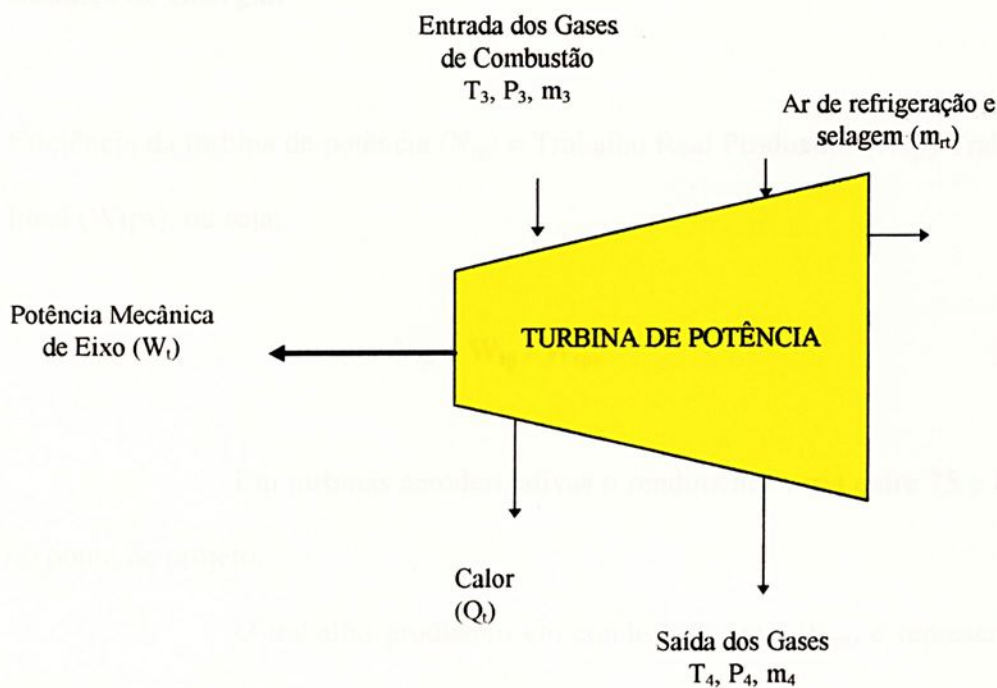


FIGURA 3.18 - Diagrama termodinâmico de uma turbina de potência.

Balanço de massa:

$$m_4 = m_3 \quad (3.12)$$

Pois o ar de refrigeração das pás da turbina, advém de parte do ar da saída do compressor e circula separadamente do fluxo de ar mais gases quentes.

Balanço de Energia:

Em turbinas aeroderivativas de 50 a 60% do trabalho produzido na turbina de potência é consumido pelo compressor

Eficiência da turbina de potência (N_{tp}) = Trabalho Real Produzido (W_{tp})/Trabalho Ideal (W_{tps}), ou seja;

$$N_{tp} = W_{tp} / W_{tps} \quad (3.13)$$

Em turbinas aeroderivativas o rendimento varia entre 75 e 85%, no ponto de projeto.

O trabalho produzido em condições ideais W_{tps} , é representado por;

$$W_{tps} = m_4 \cdot (h_4 - h_3),$$

ou em sua forma mais usual;

$$W_{ts} = m_4 \cdot C_{pm} \cdot (T_4 - T_3) \quad (3.14)$$

Logo da combinação das equações 3.13 e 3.14;

$$W_{tp} = m_4 \cdot C_{pm} \cdot (T_4 - T_3) \cdot N_{tp} \quad (3.15)$$

Fechando o sistema da turbina a gás, estabelece-se que; o trabalho disponível da turbina a gás (W_{tg}) para mover um gerador elétrico por exemplo é representado por

$$W_{tg} = W_{tp} - W_c \quad (3.16)$$

Em turbinas aeroderivativas, de 50 a 60% do trabalho produzido na turbina de potência é consumida pelo compressor.

3.4.1.4 Caldeira de Recuperação

Esta caldeira faz a função de trocador de calor entre os gases quentes da saída da turbina e água que irá tornar-se vapor. O vapor produzido poderá ser utilizado diretamente no processo fabril (como no caso dos ciclos a gás simples) ou em conjunto com uma turbina a vapor, como visto no diagrama de um ciclo combinado.

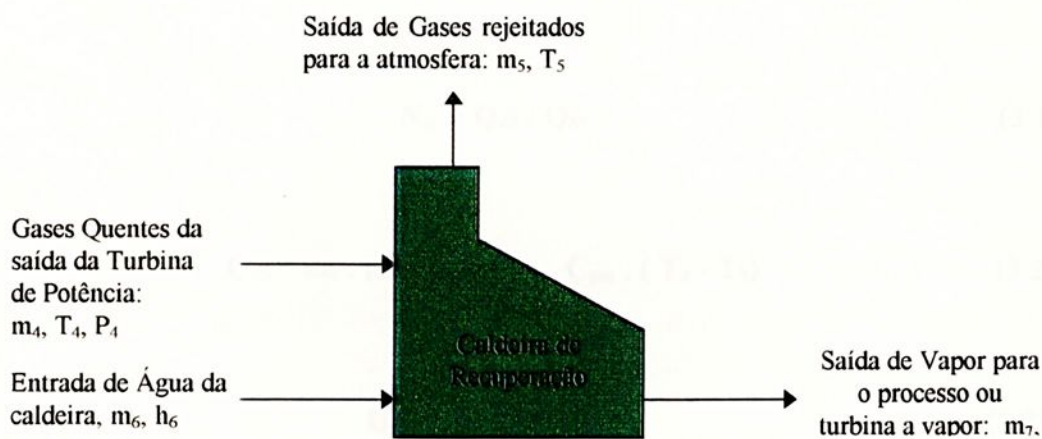


FIGURA 3.19 - Diagrama termodinâmico de uma caldeira de recuperação.

Balanço de massa:

$$\text{(em relação aos gases quentes da turbina)} \quad m_4 = m_5 \quad (3.17)$$

$$\text{(em relação à água para geração de vapor)} \quad m_6 = m_7 \quad (3.18)$$

Balanço de energia:

No caso da caldeira de recuperação, como sua função básica é transferir o calor do fluxo de gases quentes de escape da turbina para o fluxo de água (para a geração de vapor), a eficiência desta caldeira será definida por;

Eficiência da Caldeira de Recuperação:

$$(N_{cr}) = \frac{\text{Calor fornecido pelos gases quentes (Q}_{45}\text{)}}{\text{Calor fornecido ao fluxo de água (Q}_{67}\text{)}}$$

$$N_{cr} = Q_{45} / Q_{67} \quad (3.19)$$

$$Q_{45} = m_4 \cdot (h_4 - h_5) = m_4 \cdot C_{pm} \cdot (T_4 - T_5) \quad (3.20)$$

$$Q_{67} = m_7 \cdot (h_7 - h_6) \quad (3.21)$$

Combinando-se as equações 3.19, 3.20 e 3.21, obtém-se;



$$m_7 = m_4 \cdot C_{pm} \cdot (T_4 - T_5) \cdot N_{cr} / (h_7 - h_6) \quad (3.22)$$

3.4.1.5 - Gerador Elétrico

A potência de eixo necessária ao giro do gerador elétrico (W_{ge}) e consequente produção de eletricidade é suprida pela turbina (W_t). Pela aplicação da lei de Maxwell, o gerador converte o movimento rotativo de seu eixo, contido num campo elétrico, e eletricidade; funcionando de forma inversa a um motor.

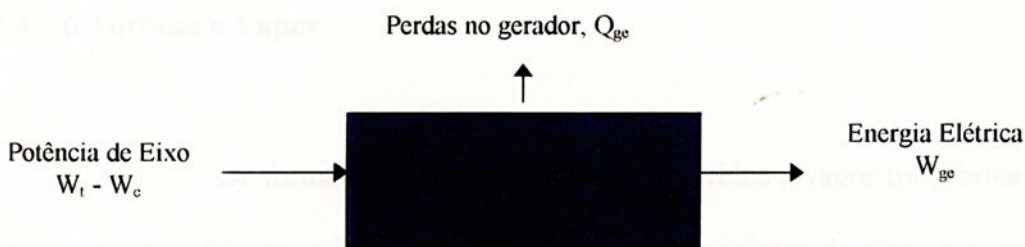


FIGURA 3.20 - Diagrama termodinâmico de um gerador elétrico.

Balanco de energia

Não ocorre fluxo de massa no gerador, apenas de energia. As perdas mecânicas e de outras naturezas (perda de calor pela refrigeração interna do gerador) são indicadas por Q_{ge} .

Em termos práticos, as perdas representadas por Q_c são traduzidas pela eficiência ou rendimento (N_{ge}) com que o gerador transforma a

potência mecânica de eixo fornecida pelo motor ou turbina (W_{tgm}) em energia elétrica (W_{gem}), sendo;

$$N_{ge} = W_{gem} / W_{tgm} \quad (3.23)$$

$$W_{gem} = W_{tgm} \cdot N_{ge} \quad (3.24)$$

A eficiência destas máquinas varia entre 0,90 e 0,95.

3.4.1.6 Turbina a Vapor

De forma análoga à turbina a gás, a turbina a vapor transforma a energia cinética do vapor injetado nesta em potência mecânica de eixo, que será transformada em energia elétrica, através de um gerador. Seu detalhamento termodinâmico também ocorre de forma similar, sendo:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (3.25)$$

Admitindo-se que não sejam feitas extrações de vapor para

outros usos.

Balanço de Energia

Eficiência da turbina a vapor

(N_{tv}) = Trabalho Real Produzido (W_{tv})/Trabalho Ideal (W_{tvs}), ou seja;

$$N_{tv} = W_{tv} / W_{tvs} \quad (3.26)$$

Turbinas a vapor apresentam o rendimento entre 60 e 75%, no ponto de projeto.

O trabalho produzido em condições ideais W_{tvs} é representado por;

$$W_{tvs} = m_8 \cdot (h_7 - h_8) \quad (3.27)$$

Logo da combinação das equações 3.26 e 3.27;

$$W_{tv} = m_4 \cdot (h_7 - h_8) \cdot N_{tv} \quad (3.28)$$

A energia elétrica produzida pelo gerador elétrico conectado à turbina a vapor (W_{getv}) será;

$$W_{getv} = W_{tv} \cdot N_{ge} \quad (3.29)$$

Fechando o sistema da turbina a gás combinado com turbina a vapor, o total da energia elétrica (W_{ecc}) é representado pela equação 3.24 e 3.29, sendo;

$W_{ecc} = W_{gem} + W_{getv} = W_{tv} \cdot N_{ge} + W_{tv} \cdot N_{ge}$; colocando N_{ge} em evidência;

$$W_{ecc} = N_{ge} \cdot (W_{tgm} + W_{tv}) \quad (3.30)$$

3.5 BALANÇO ENERGÉTICO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO UTILIZANDO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

FIGURA 3.22 - Ilustração da distribuição da energia total num motor

• Dados do Motor

- Potência: Segue abaixo uma distribuição das perdas e energia útil num

- Rotação: 1200 RPM

motor de combustão interna, consumindo gás natural, modelo Waukesha AT 8-L.

- Fluxo de descarga: 4726 kg/h

- Consumo de gás natural: 361,6 kg/h

• Utilização possível das várias perdas de energia

- Aquecimento dos Cilindros: Gerar água quente

- Gases quentes de escape: Gerar vapor de baixa pressão

- Aquecimento do óleo lubrificante: Fornecer água quente

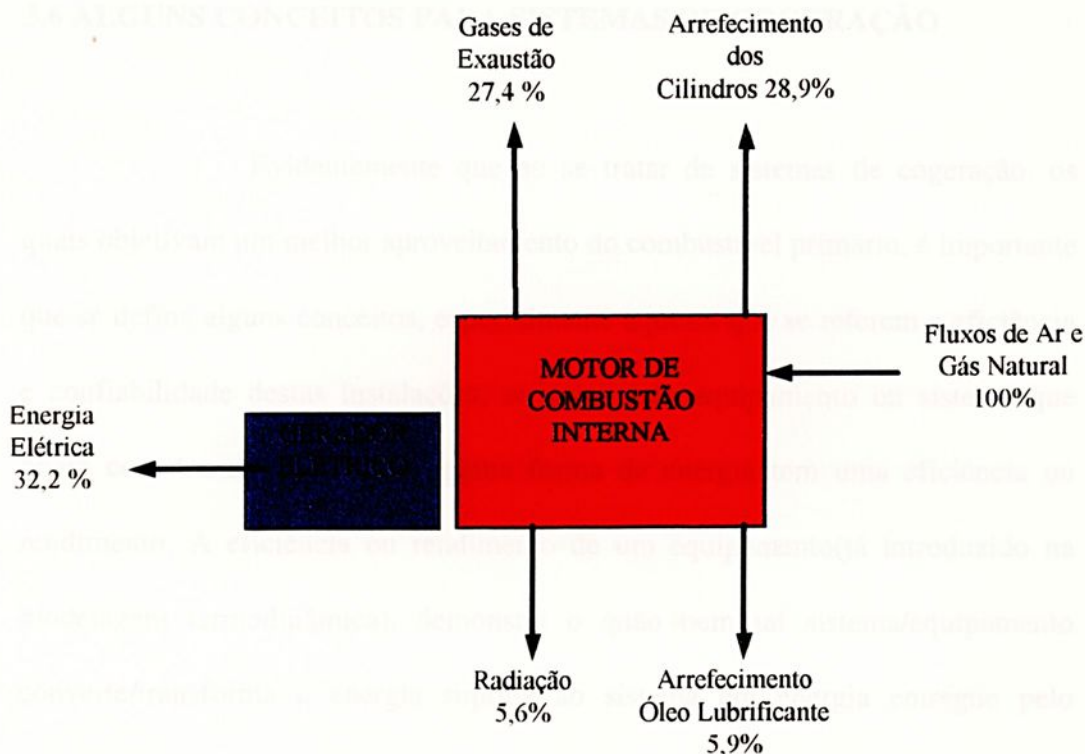


FIGURA 3.22 - Ilustração da distribuição da energia inicial num motor

- Dados do Motor:
 - Potência: 1547 HP
 - Rotação : 1200 RPM
 - Taxa de compressão: 10/1
 - Fluxo de descarga: 4726 kg/h
 - Consumo de gás natural: 363,6 kg/h
- Utilização possível das várias perdas de energia:
 - Arrefecimento dos Cilindros: Gerar água quente
 - Gases quentes de escape: Gerar vapor de baixa pressão
 - Arrefecimento do óleo lubrificante: Fornecer água morna

3.6 ALGUNS CONCEITOS PARA SISTEMAS DE COGERAÇÃO

Evidentemente que ao se tratar de sistemas de cogeração, os quais objetivam um melhor aproveitamento do combustível primário, é importante que se defina alguns conceitos, especialmente aqueles que se referem a eficiência e confiabilidade destas instalações, ou seja: todo equipamento ou sistema que opera com transformação de alguma forma de energia tem uma eficiência ou rendimento. A eficiência ou rendimento de um equipamento (já introduzido na modelagem termodinâmica), demonstra o quão bem tal sistema/equipamento converte/transforma a energia suprida ao sistema em energia entregue pelo sistema. O cálculo da eficiência de um sistema ou equipamento, dependerá de sua função básica; isto é, geração de trabalho de eixo, troca de calor entre fluidos, compressão de ar, etc. Nos seus termos mais gerais, a eficiência correlaciona a condição real e ideal (isoentrópica) de uma máquina ou sistema:

$$\text{Eficiência} = \text{Desempenho Real} / \text{Desempenho Ideal da Máquina} \quad (3.31)$$

Neste trabalho, referindo-se aos sistemas de cogeração, trataremos de 3 modalidades de eficiência: mecânica, elétrica e térmica. De forma análoga, as eficiências mecânicas, elétricas e térmicas, representam o percentual de cada tipo de energia entregue pelo sistema em relação ao total de energia suprida (em forma de combustível por exemplo). A característica marcante dos

sistemas de cogeração é aumentar sua eficiência ou rendimento global, através do aproveitamento de formas distintas de energia, como a elétrica e a térmica.

Os valores de eficiência podem ser menores ou maiores do que

1. No caso dos motores, geradores e caldeiras, seu rendimento é inferior a 1, significando que entregam uma quantidade de energia menor que àquela suprida. A eficiência de um sistema é determinada pela composição das eficiências de seus componentes. Alguns equipamentos como os *chillers* de compressão, entregam maior quantidade de energia térmica, que a quantidade de energia elétrica utilizada em seu compressor para o resfriamento de um dado fluido (através de compressão em conseqüente expansão de fluidos frigorígenos, como freon). Neste caso específico, não se usa o termo eficiência mas sim o chamado Coeficiente de Operação, ou COP, que se aproxima de 4. A diferença é sutil mas importante, pois no caso do *chiller* de compressão a energia elétrica consumida, não é convertida em energia térmica para resfriamento, pois apenas fornece através do motor do compressor a potência de eixo necessária a compressão do freon (por exemplo) cuja expansão produzirá o “frio” requerido.

3.7 ANÁLISE COMPARATIVA EM TERMOS DE EMISSÃO DE

- Confiabilidade de um equipamento ou sistema é definida como sendo a quantidade de tempo (em horas) em que o sistema permanece operando (TO), dividido pela quantidade de tempo de operação, acrescida da quantidade de tempo que o sistema ficou forçosamente parado devido a um defeito (TP).

produção de energia elétrica utilizando gás natural e ciclos combinados baseados
em turbinas a gás, segue abaixo uma tabela comparativa entre diferentes tipos de

Logo, Confiabilidade (Conf), seria,

$$Conf = TO / (TO + TP) \tag{3.32}$$

- Disponibilidade (Disp) de um sistema ou equipamento é definida como sendo a relação entre o total de tempo (em horas) em que o sistema esteve a disposição para produzir (TD), reduzido do período de tempo que o sistema foi parado de forma planejada (PP) (para realização de uma revisão preventiva por exemplo) e do período de tempo que o sistema ficou forçosamente parado devido a problemas (TP), pelo tempo total disponível para produzir (TD).

Logo, a Disponibilidade (Disp) é definida pela equação,

$$Disp = (TD - PP - TP) / TD \tag{3.33}$$

3.7 ANÁLISE COMPARATIVA EM TERMOS DE EMISSÃO DE POLUENTES DOS CICLOS COMBINADOS

Uma vez que, desde o início deste trabalho, temos apresentado o benefício ambiental como um dos principais fatores positivos em relação a produção de energia elétrica utilizando gás natural e ciclos combinados baseados em turbinas a gás, segue abaixo uma tabela comparativa entre diferentes tipos de

usinas geradoras de energia e suas respectivas taxas de emissão de poluentes atmosféricos:

Tabela 3.3 - Comparação entre diferentes tipos de usinas geradoras de energia e suas respectivas taxas de emissão de poluentes atmosféricos

	Usina Geradora a base de carvão e turbina a vapor, com filtros para enxofre e NO _x	Usina Geradora a base de gás natural e turbina a vapor	Usina Geradora a base de turbinas a gás natural e sem queima suplementar	Usina Geradora a base de turbinas a gás natural e com queima suplementar
Capacidade da Usina (MW)	600	700	450	300
Eficiência (%)	42,0	46,3	52,0	52,0
Emissão de CO ₂ (g/kWh)	830	440	380	380
Emissão de SO ₂ (g/kWh)	600			
Emissão de NO ₂ (g/kWh)	600	270 a 460	330	290
Calor Rejeitado (MJ/kWh)	4,3	3,5	2,5	2,5
Dimensão Típica* da Usina (m)	200	130	110	80

Fonte: H. H. Finckh e H. Pfof, Development Potential of Combined-Cycle (GUD) Power Plants With or Without Supplementary Firing).

* Por dimensão típica, define-se a extensão do maior lado da mínima área necessária a instalação da usina geradora.

Pela avaliação dos resultados apresentados acima, percebe-se uma redução de 54% na quantidade de CO₂ emitido para cada kWh gerado.

Tabela 3.4 - Valor A isenção de emissão de enxofre com o uso do gás natural elétrica e térmica de variados sistemas de cogeração denota outro benefício.

Parâmetro Considerado	Turbina a Vapor de Contra Pressão	Turbina a Vapor de Condensação	Turbina a Gás com caldeira de recuperação	Ciclo Combinado
3.8 COMPARAÇÃO ECONÔMICA ENTRE DIFERENTES SISTEMAS DE COGERAÇÃO				
Processo				
Eficiência Elétrica (%)	23,4	23,6	26,9	37,1
Custo de Instalação (Rp/kWh)	0,0379	1,8	1,49	1,48
Custo de Operação (Rp/kWh)				
Combustível	3,23	6,1	3,73	3,48
Custo de Produção de Eletricidade (Rp/kWh)	4,90	8,59	3,44	5,32

Fonte: Publicação técnica ABB - CH-KW 2007 88 E

Condições dos resultados da tabela: Rp = 0,026 U/\$

- Calor requerido pelo processo: 90 t de vapor/h
- Condição do vapor: 3 a 5 bar/ 190°C
- Demanda de eletricidade: 45 MW
- Custo do gás natural: 7,3 Francos Suíços ou U\$S 5,31 / GJ de gás
- Período de utilização: 20000 horas

Tabela 3.4 - Valores comparativos de eficiência e custo para produção de energia elétrica e térmica de variados sistemas de cogeração

Parâmetro Considerado	Turbina a Vapor de Contra-Pressão	Turbina a Vapor de Condensação	Turbina a Gás com caldeira de recuperação	Ciclo Combinado
Eletricidade Produzida (MW)	15,2	19,4	25,8	39,0
Eficiência Elétrica (%)	23,4	23,6	26,9	37,1
Custo de Instalação (Rp/kWh)	0,0379	1,8	1,49	1,48
Custo de Operação e Manutenção (Rp/kWh)	0,21	0,69	0,22	0,36
Custo do Combustível (Rp/kWh)	3,23	6,1	3,73	3,48
Custo de Produção de Eletricidade (Rp/kWh)	4,90	8,59	5,44	5,32

Fonte: Publicação técnica ABB - CH-KW 2007 88 E

Condições dos resultados da tabela: Rp = 0,026 US\$

- Calor requerido pelo processo: 90 t de vapor/h
- Condição do vapor: 3 a 5 bar/ 190°C
- Demanda de eletricidade: 45 MW
- Custo do gás natural: 7,3 Francos Suiços ou US\$ 5,31 / GJ de gás
- Período de utilização: 7000 h/ano

Tabela 3.5 - Valores comparativos de eficiência e custo para produção de energia térmica de variados sistemas de cogeração.

Parâmetro Considerado	Turbina a Vapor de Contra-Pressão	Turbina a Vapor de Condensação	Turbina a Gás com caldeira de recuperação	Ciclo Combinado com 60 MW de produção de calor
Calor Produzido (MW)	60,9	60,9	76,0	60,9
Elettricidade Gerada (MW)	22,0	21,4	34,9	48,1
Total de Combustível Primário (MW)	94,0	95,5	129,6	129,6
Eficiência Geral (%)	88,2	87,3	85,5	84,1
Custo de Instalação (Rp/kWh)*	0,073	0,090	0,075	0,106
Custo de Operação e Manutenção(Rp/kWh)*	0,036	0,037	0,037	0,049
Custo do Combustível (Rp/kWh)*	0,406	0,41	0,448	0,559
Venda de eletricidade (Rp/kWh)*	0,217	0,211	0,275	0,474
Custo de Produção de Calor (Rp/kWh)	0,298	0,326	0,285	0,240

Fonte: Publicação técnica ABB - CH-KW 2007 88 E

Condições dos resultados da tabela (* kWh térmico): Rp = 0,026 US\$

- Calor requerido pelo processo: aproximadamente 60 MW
- Condição da água quente: 95°C
- Valor de venda da eletricidade: 6 Rp/kWh
- Custo do Combustível: 7,3 Francos Suíços ou US\$ 5,31 / GJ de gás natural
- Período de utilização: 5000 h/ano

Tabela 3.6 - Parâmetros típicos de unidades de geração de energia.

Tipo de Sistema Gerador	Capacidade Típica (MW)	Custo da Planta (\$/kW)	Prazo de Construção (anos)	Combustível Utilizado	Custo do Combustível (\$/Mbtu)
Nuclear	1200	2400	10	urânio	1.25
Ciclo a vapor com carvão pulverizado	500	1400	6	carvão	2.25
Leito fluidizado	400	1400	6	carvão	2.25
Ciclo a gás simples	100	350	2	gás natural	4
Ciclo combinado	300	600	4	gás natural	4
Ciclo combinado com carvão gaseificado	300	1500	6	carvão	2.25
Hidrelétrica com armazenagem de água	300	1200	6		
Hidrelétrica convencional	300	1700	6		

Fonte: B.H.Chowdhury, Emission Control Alternatives



Tabela 3.7 - Síntese das vantagens e desvantagens para os sistemas cogeneradores apresentados acima.

Tipo de Sistema	Vantagens	Desvantagens
Turbina a Vapor de Contra-Pressão	- Alta eficiência no uso do combustível primário - Instalação Simples - Adequada ao uso com combustíveis de baixa qualidade	- Pouca flexibilidade no projeto e operação
Turbina a Vapor de Condensação	- Grande flexibilidade de projeto e operação - Adequada ao uso com combustíveis de baixa qualidade	- Instalação cara - Baixa eficiência no uso do combustível primário - Grande demanda de água de refrigeração
Turbina a Gás com caldeira de recuperação	- Boa eficiência no uso do combustível primário - Instalação Simples - Projeto e Instalação em curto prazo	- Eficiência Moderada quando operando em carga parcial - Capacidade limitada de operar com combustíveis de baixa qualidade
Ciclo Combinado	- Ótima eficiência no uso do combustível primário - Custo de Instalação Moderado	- Eficiência Moderada quando operando em carga parcial - Capacidade limitada de operar com combustíveis de baixa qualidade.

3.9 RESUMO DAS CARACTERÍSTICAS DOS CICLOS COMBINADOS

1. São modulares: podem operar numa configuração simplificada com gerador, turbina e caldeira de recuperação, ou acrescentar a turbina a vapor e seu gerador ou promover a instalação de vários módulos em série.
2. Utilizam como “gerador de energia mecânica”, turbinas a gás de construção aero-derivativa ou *heavy duty*. As turbinas derivadas de modelos aeronáuticos, em geral trabalham numa faixa de rotação de 10000 a 15000 rpm, necessitando ser conectadas a redutores mecânicos para ajustar a rotação aos geradores elétricos. As turbinas *heavy duty*, de construção mais pesada, giram diretamente em 3000/3600 rpm, correspondentes a geração de energia elétrica em 50 ou 60 Hz.
3. Utilizam como combustível, gás natural, óleo diesel, óleo pesado ou querosene. Existem ciclos combinados que tem sua energia inicial produzida a partir da gaseificação do carvão e também de motores de combustão interna alternativos.
4. A eficiência térmica dos ciclos simples (sem turbinas a vapor e gerador adicional) varia de 28 a 31% (modelos Allison - GM), mas já existem modelos (TRENT da Rolls Royce) que atingem a casa dos 41% de eficiência.



5. A eficiência de geração de energia elétrica por ciclos combinados, varia de 42 a 51% (modelos ABB), ao passo que sua eficiência térmica fica na faixa dos 35%.(somando a produção de energia elétrica e térmica, atinge-se 85% de eficiência global).

6. Ciclos combinados com eficiências elétricas que podem superar os 54% podem ser conseguidas com a utilização de conceitos avançados como o armazenamento de ar comprimido durante os períodos de baixa demanda, retornando ar a alta pressão para o sistema gerador durante os períodos de pico. Existem outras formas de aumento de eficiência que podem ser aplicadas para cada caso específico, como o uso de chillers de absorção para aproveitar a energia dos gases quentes da saída das turbinas de recuperação em água gelada, sem consumir eletricidade.

7. A faixa de temperatura do ar, na qual operam ciclos baseados em turbina a gás, varia de 0 a 35°C, para a maioria dos fabricantes de turbinas. A temperatura do ar aspirado também afeta o rendimento de motores de combustão interna alternativos, de forma que muitos contam com resfriadores para a captação do ar.

8. A faixa de potência das turbinas a gás que equipam os ciclos combinados varia de 1 a 400 MW por unidade, de forma que a capacidade final de uma planta geradora depende do porte de cada unidade geradora e da quantidade

- de unidades instaladas. Turbinas aeroderivativas atendem em geral a uma faixa de 1 a 50 MW por unidade. Acima deste valor, encontram-se as turbinas *heavy duty*.
9. A técnica da cogeração, utilizando ciclos simples e combinados, já é conhecida a mais de 30 anos.
10. Segundo dados da ABB, os custos operacionais de uma planta geradora baseada em ciclos combinados requer 0.38 a 0.50 pessoas por MW gerado (para operar o sistema) e de US\$ 0.18 a US\$0.28 por kWh de eletricidade em termos de serviços e peças para manutenção (Publicação no CH-KW 1147 87 E)
11. O tempo de operação previsto para uma planta baseada em ciclos combinados com turbinas a gás é de 20 anos.
12. Segundo a Asea Brown Boveri, os custos totais para implantação de uma planta geradora baseada em ciclos combinados e turbinas a gás tipo *heavy duty*, para potências entre 60 e 600 MW, é de US\$ 847/kW. Uma planta de mesma capacidade, mas baseada na geração de vapor para a posterior geração de energia elétrica, custa US\$ 925/kW. (segundo publicação ABB n.o CH-T 040 243 E).

13. O prazo médio necessário para a instalação de uma planta cogeneradora (ciclos simples ou combinados) varia de 8 a 24 meses, dependendo do porte da planta geradora e do tipo e quantidade de conjuntos de turbinas a gás, geradores e turbinas a vapor.

14. A disponibilidade e confiabilidade de instalações baseadas em turbinas a gás são da ordem de 97,8 e 99,9% respectivamente (segundo Steiner e Bonfils; em trabalho que avalia a confiabilidade de um sistema instalado e com 2 anos de operação). Um fator que pode elevar a confiabilidade do sistema de cogeração é a instalação de vários conjuntos de motor e gerador trabalhando em paralelo.

15. Os sistemas de cogeração apresentados são flexíveis, isto é, podem gerar diferentes proporções de energia elétrica e térmica, alterando-se sua configuração e adequando as necessidades específicas.

16. Se o objetivo de uma instalação de cogeração for aumentar a oferta de energia elétrica (em preponderância a energia térmica) a extensão do ciclo com a inserção de uma turbina a vapor se torna mais econômica de que a instalação de um outro grupo gerador utilizando turbina a gás.

(De acordo com Informe Técnico ABB, No. CH-T 040212 E, pag 10)

Tabela 3.8 - Características básicas de sistemas de cogeração

Característica	Ciclo Rankine	Ciclo Brayton	Ciclo Combinado	Ciclo Diesel
Relação E/S*	0,1 a 0,3 - contrapressão 0,4 a 1,5 - condensação	0,3 a 0,8	0,6 a 1,5	0,8 a 2,4
Eficiência Elétrica	34% - contrapressão 43% - condensação	28 a 41% (b) 26 a 33% (c)	42 a 51%	30 a 33%
Eficiência Térmica	30 a 35%	44 a 67% (b)	30 a 35%	40 a 50%
Eficiência Total	70 a 80%	85 a 95% (a)	70 a 80%	70 a 85%
Faixa de Potência	12 a 400 MW	3 a 50 MW (b) 50 a 400 MW (c)	3 a 400 MW	0,2 a 5 MW

Fonte: Perrella, [Tese de Doutorado], Publicação técnica ABB-CH-KW 2007 88 E.

- (a) 95% de eficiência é atingida quando os gases quentes de escape são utilizados diretamente, como no caso de secagem de grãos, utilizando turbinas aero derivativas.
- (b) Turbinas a gás aero-derivativas.
- (c) Turbinas a gás heavy-duty.

CAPÍTULO 4

ESTUDO DE CASO

Neste capítulo serão apresentadas informações que darão base à posterior análise da viabilidade técnica e econômica da aplicação da tecnologia de sistemas de cogeração a uma planta industrial existente.

Esquemáticamente, podemos representar o sistema de envio de energia entre a casa de utilidades e o processo produtivo:



FIGURA 4.1 - Envio de energia entre a casa de utilidades e o processo produtivo.

Dentre as utilidades enviadas ao processo produtivo, destacaremos, o vapor, água gelada e eletricidade. A escolha destes se justifica por serem os produtos mais diretamente relacionados com as modalidades de energia elétrica e térmica.

As condições de suprimento desta utilidades atualmente são as seguintes:

- Vapor:

Gerado vapor saturado seco, a pressão de 5,5 bar, em 2 caldeiras aquatubulares com capacidade para 5 toneladas de vapor por hora cada uma. O processo produtivo consome cerca de 7,5 ton/h de vapor. Todo vapor suprido ao processo é transformado em condensado, que é retornado à casa de utilidades.

- Fluido Refrigerante:

O fluido refrigerante básico utilizado nesta unidade é uma solução de água com monoetileno glicol na proporção de 20% da massa da água (o etileno glicol tem função anti-congelante), é resfriado em 4 *chillers* de compressão, a temperatura de $-0,5^{\circ}\text{C}$ e um fluxo de $160 \text{ m}^3/\text{h}$ para cada *chiller*. Esta solução refrigerante é tratada no dia a dia por água gelada (por simplificação).

Em épocas fora dos períodos de dias quentes, a operação da fábrica se faz com até 3 frigoríficas em funcionamento, indicando um consumo de cerca de 1800 TR ($1 \text{ TR} = 12000 \text{ btu/h} = 3,52 \text{ kW}$). Nos dias quentes a 4.a frigorífica, que normalmente fica como reserva, entra em funcionamento, provendo mais 600 TR ao sistema.

- Energia Elétrica:

A energia elétrica é recebida exclusivamente da concessionária (Eletropaulo) inicialmente em alta tensão (69 kV) e transformada internamente nos vários níveis de tensão necessários, quais sejam:



3300 V para suprir os motores de média tensão das grandes frigoríficas

440 V para alimentação de todas as outras cargas de potência da fábrica

As tensões menores de 110 e 220 V, são conseguidas por transformadores que ficam nos próprios prédios de produção, e são em geral destinados a iluminação e equipamentos de pequeno porte (ex.: microcomputadores).

Esquemáticamente, a casa de utilidades desta fábrica, poderia ser descrita conforme a figura 4.2:

São apresentados em seguida e gráficos indicando o consumo de energia mês a mês numa unidade fabril real. Trata-se do consumo energético de uma indústria química especializada na produção de materiais fotográficos. Em alguns gráficos aparece a terminologia “OI”, que significa organização industrial. Os valores indicados para 1997 nos gráficos, foram estimados no final de 1996 e somente poderão ser confirmados ao final deste ano.

	(MWh)	(MWh)	(MWh)	(%)	(%)
Fevereiro	7125	7133	7036	41,00	5,1
Março	11107	11061	10777	44,00	12,8
Abril	14536	14495	14113	44,00	12,8
Mai	17917	17933	17453	45,43	16,46
Junho	21123	21020		46,51	19,23
Julho	24421	24274		48,43	24,17
Agosto	27767	27537		48,00	25,07
Setembro	31079	30790		47,90	22,36
Outubro	34491	34428		46,00	17,94
Novembro	37921	38033		47,20	21,1
Dezembro	41409	41306		44,97	15,3

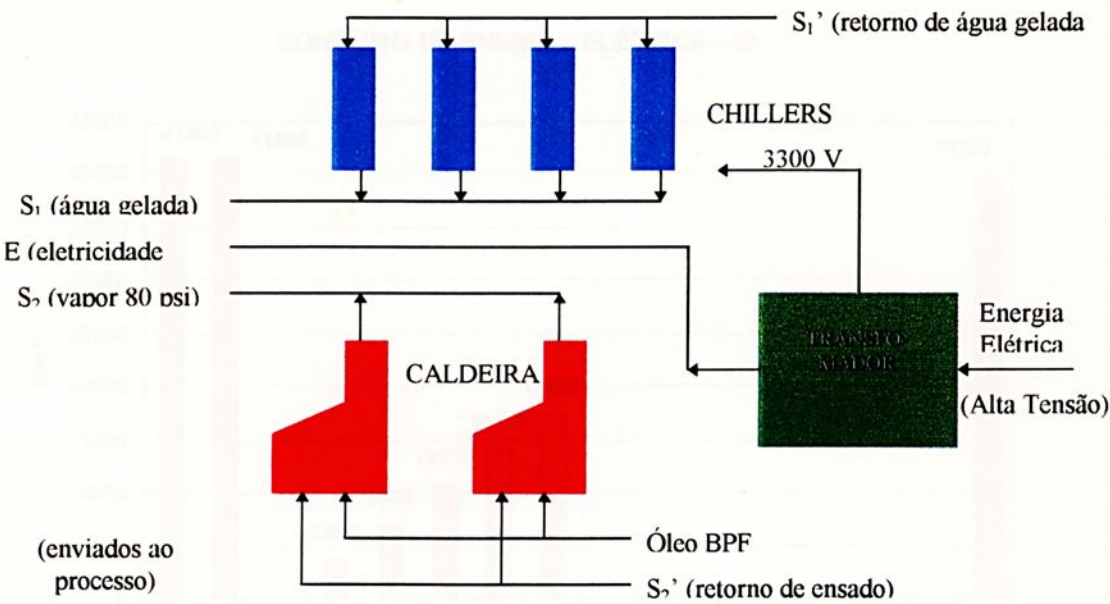


FIGURA 4.2 - Diagrama Esquemático da Casa de Utilidades.

Tabela 4.1 - Dados consolidados de consumo e custo de eletricidade

Mês	Consumo Acumulado 1995 (MWh)	Consumo Acumulado 1996 (MWh)	Consumo Acumulado 1997 (MWh)	Preço da Eletricidade em 1996 (R\$/MW)	Variação de Preço da Energia Elétrica (%)
Janeiro	3777	3800	3852	39,00	0
Fevereiro	7326	7135	7036	41,00	5,1
Março	11107	11061	10773	44,00	12,8
Abril	14536	14495	14113	44,00	12,8
Maio	17913	17852	17453	45,43	16,46
Junho	21122	21020		46,51	19,25
Julho	24421	24274		48,43	24,17
Agosto	27767	27537		48,00	23,07
Setembro	31079	30790		47,80	22,56
Outubro	34491	34428		46,00	17,94
Novembro	37921	38025		47,20	21,1
Dezembro	41409	41506		44,97	15,3

CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA - OI

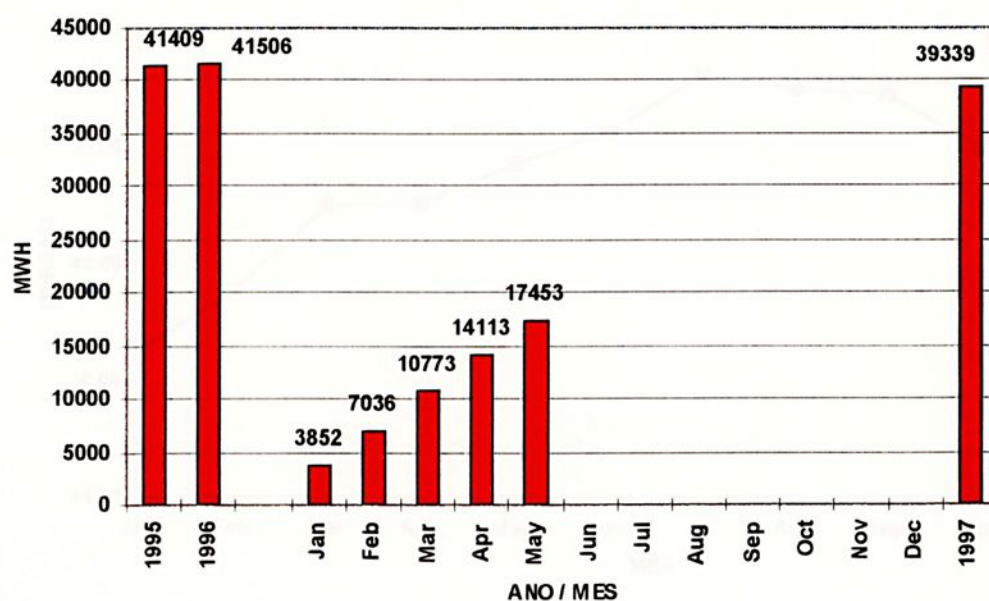


FIGURA 4.3 - Gráfico de barras dos consumos de eletricidade - acumulado.

MWH - ACUMULADO

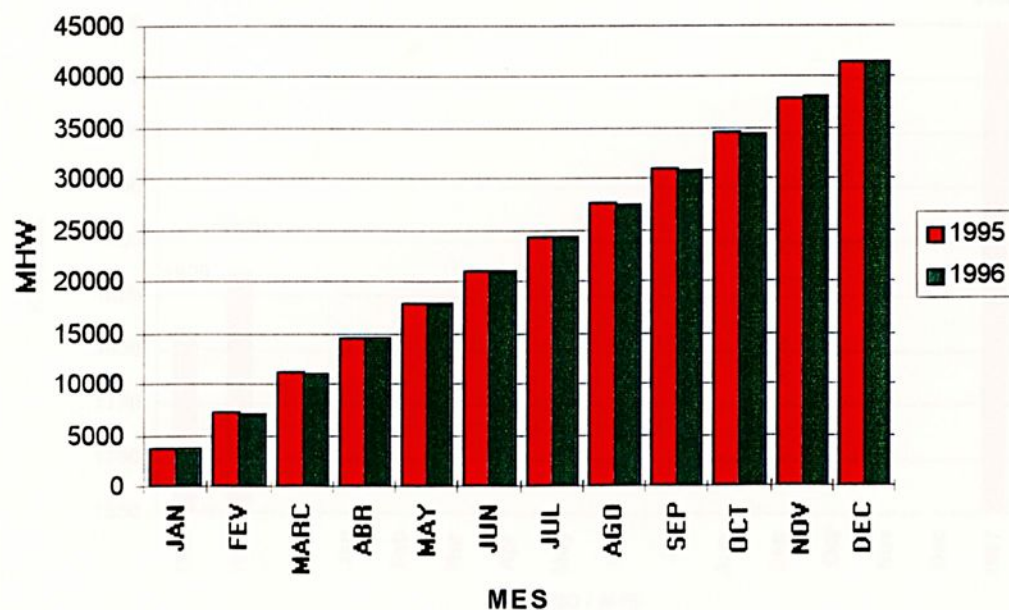


FIGURA 4.4 - Gráfico comparativo dos consumos mensais de eletricidade.

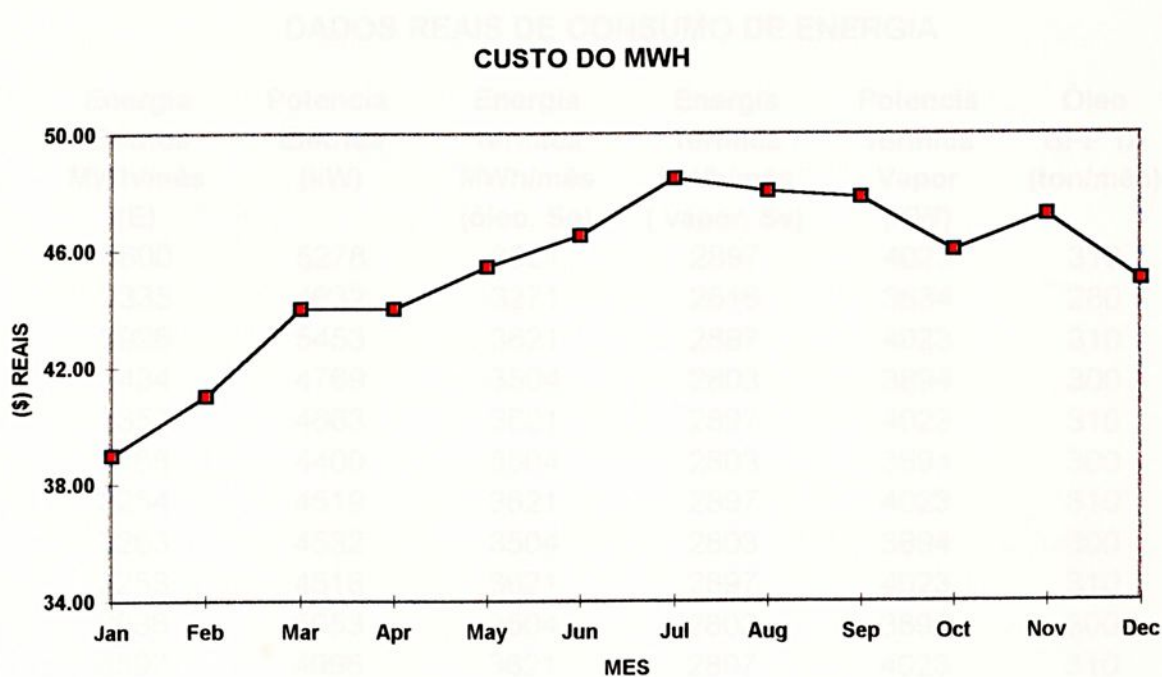


FIGURA 4.5 - Comportamento do preço da energia elétrica ao longo de 1996.

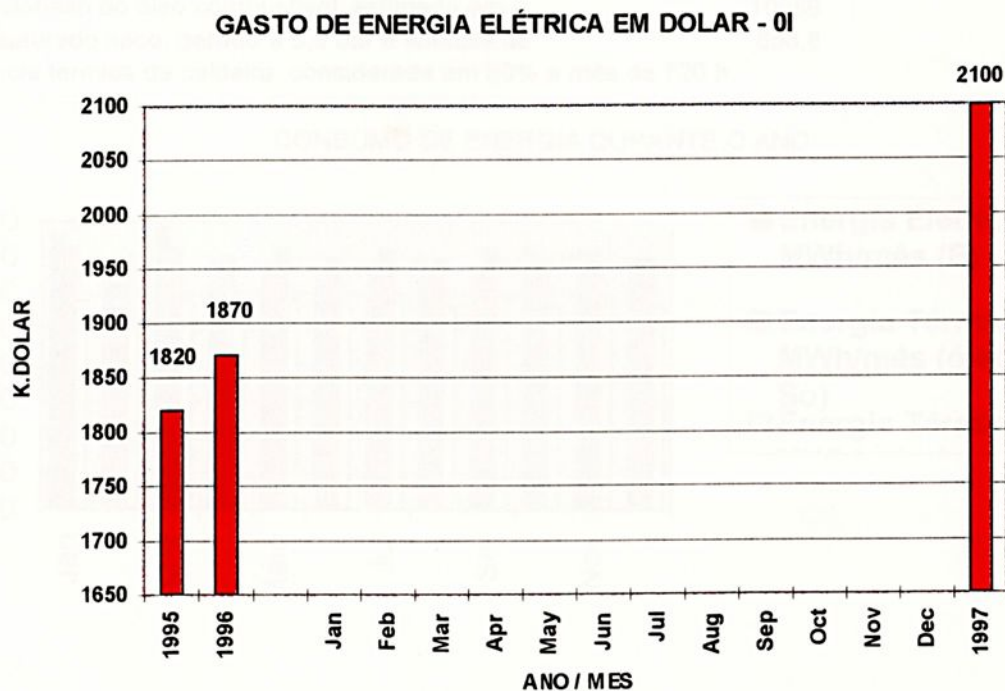


FIGURA 4.6 - Gastos anuais com energia elétrica.

DADOS REAIS DE CONSUMO DE ENERGIA

Mês	Energia Elétrica MWh/mês (E)	Potencia Elétrica (kW)	Energia Térmica MWh/mês (óleo, So)	Energia Térmica MWh/mês (vapor, Sv)	Potencia Térmica Vapor (KW)	Óleo BPF 1A (ton/mês)
Jan	3800	5278	3621	2897	4023	310
Fev	3335	4632	3271	2616	3634	280
Mar	3926	5453	3621	2897	4023	310
Abr	3434	4769	3504	2803	3894	300
Maio	3357	4663	3621	2897	4023	310
Jun	3168	4400	3504	2803	3894	300
Jul	3254	4519	3621	2897	4023	310
Ago	3263	4532	3504	2803	3894	300
Set	3253	4518	3621	2897	4023	310
Out	3638	5053	3504	2803	3894	300
Nov	3597	4996	3621	2897	4023	310
Dez	3481	4835	3504	2803	3894	300
Anual	41506		42517	34014		3640
Média	3459		3543	2834		303
Desvio	227		99	79		8

* Poder calorífico do óleo combustível, estimado em

10050

kcal/kg

** Vapor saturado seco, gerado a 5,5 bar e entalpia de

658.8

kcal/kg

*** Eficiência térmica da caldeira, considerada em 80% e mês de 720 h.

CONSUMO DE ENERGIA DURANTE O ANO

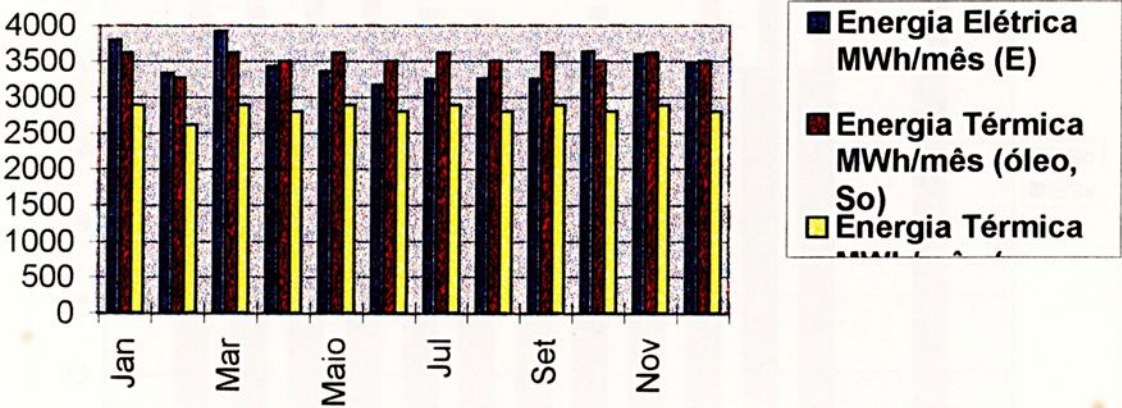


FIGURA 4.7 - Consumo e demanda energética da fábrica.

CONSUMO DE ELETRICIDADE (E) e CALOR (S)

Mês	E/So	E/Sv	E MWh/mês	So MWh/mês (óleo)	Sv MWh/mês (vapor)	Óleo (ton/mês)
Jan	1,05	1,31	3800	3621	2897	310
Fev	1,02	1,27	3335	3271	2616	280
Mar	1,08	1,36	3926	3621	2897	310
Abr	0,98	1,22	3434	3504	2803	300
Maio	0,93	1,16	3357	3621	2897	310
Jun	0,90	1,13	3168	3504	2803	300
Jul	0,90	1,12	3254	3621	2897	310
Ago	0,93	1,16	3263	3504	2803	300
Set	0,90	1,12	3253	3621	2897	310
Out	1,04	1,30	3638	3504	2803	300
Nov	0,99	1,24	3597	3621	2897	310
Dez	0,99	1,24	3481	3504	2803	300
Média	0,98	1,22	3459	3543	2834	303
Desvio	0,06	0,08	227,29	99,27	79,41	8,50

* Poder calorífico do óleo combustível, estimado em 10050 kcal/kg

** Vapor saturado seco, gerado a 5,5 bar e entalpia de 658,8 kcal/kg

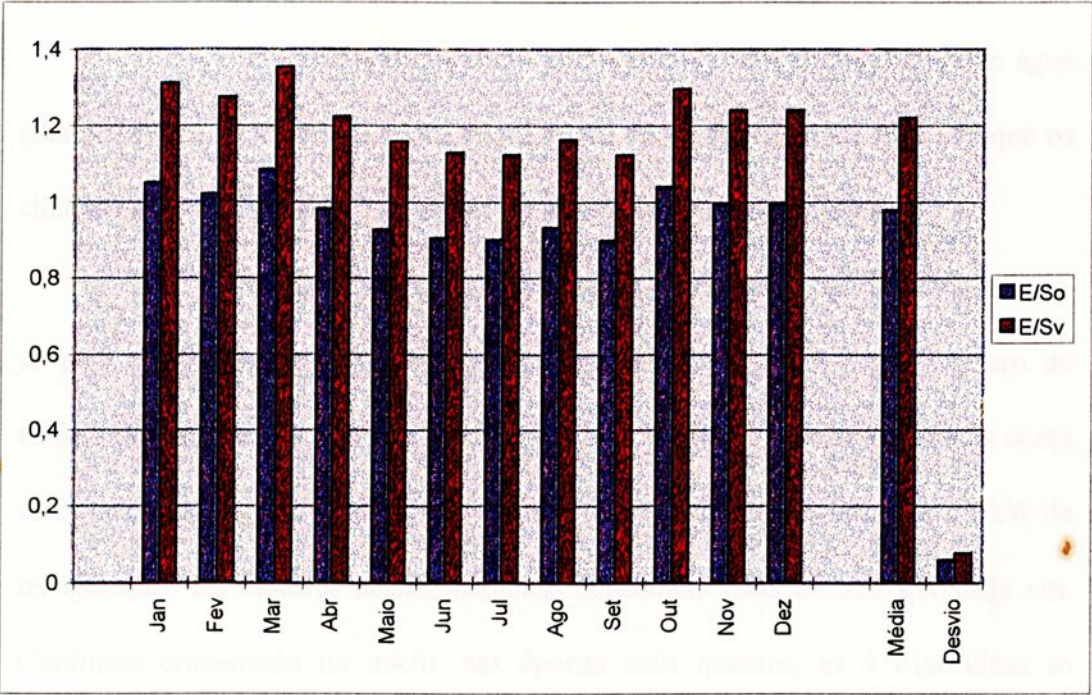


FIGURA 4.8 - Relações entre consumo de eletricidade e calor

4.1 Interpretação dos Dados Apresentados

Consumo Anual de energia elétrica (E): 41506 MWh

Consumo Mensal Médio de energia elétrica : 3458,83 +- 227,29 MWh

Maior Consumo Mensal de E (e o mês): 3926 MWh em março

Menor Consumo Mensal de E (e o mês): 3168 MWh em junho

Maior Relação E/Sv (e o mês): 1,36 em março

Relação E/Sv (pela média anual) = 1,22

Consumo Anual de energia térmica em forma de óleo BPF(So): 42517 MWh

Consumo Anual de energia térmica em forma de vapor (Sv): 34014 MWh

Consumo Médio Mensal de energia térmica em forma de vapor (Sv): 2834 MWh

É importante destacar que a energia térmica em forma de água gelada, já foi considerada no cômputo do total de energia elétrica, uma vez que os chillers de compressão são movidos exclusivamente por energia elétrica.

O maior valor de E/S, obtido no mês de março (1,30), justifica-se pela necessidade de fornecer energia elétrica extra a um maior número de chillers de compressão, em função da estação de verão. A casa de Utilidades conta com 4 chillers de compressão, sendo 4 com capacidade de 600 TR ou 2112 kW de refrigeração. Os motores destas máquinas consomem mais de 520 kW cada um. Conforme comentado no início, nas épocas mais quentes, as 4 frigoríficas se mantêm em funcionamento durante o dia.

A tendência de maior consumo de energia elétrica, repete-se no final do ano, com o retorno do calor. Uma avaliação mais detalhada dos dados, indica que o maior consumo de energia elétrica (em março) supera o menor (em junho) numa taxa de 24%, evidenciando a influência do 4.o chiller. Neste mesmos meses, o consumo de energia térmica, permaneceu equilibrado.

A título de informação estes chillers de compressão, trabalham com COP (coeficiente de operação) em torno de 4,0. O COP é calculado pela razão entre a energia térmica produzida pela energia elétrica consumida pela máquina. O valor 4,0 indica uma relação bastante favorável aos chillers de compressão, que é um dos fatores responsáveis pela grande utilização destas máquinas para a produção de água gelada.



FIGURA 4.9 - Diagrama esquemático para geração de energia elétrica através de uma turbina a vapor, recebendo calor de uma caldeira que queima gás natural

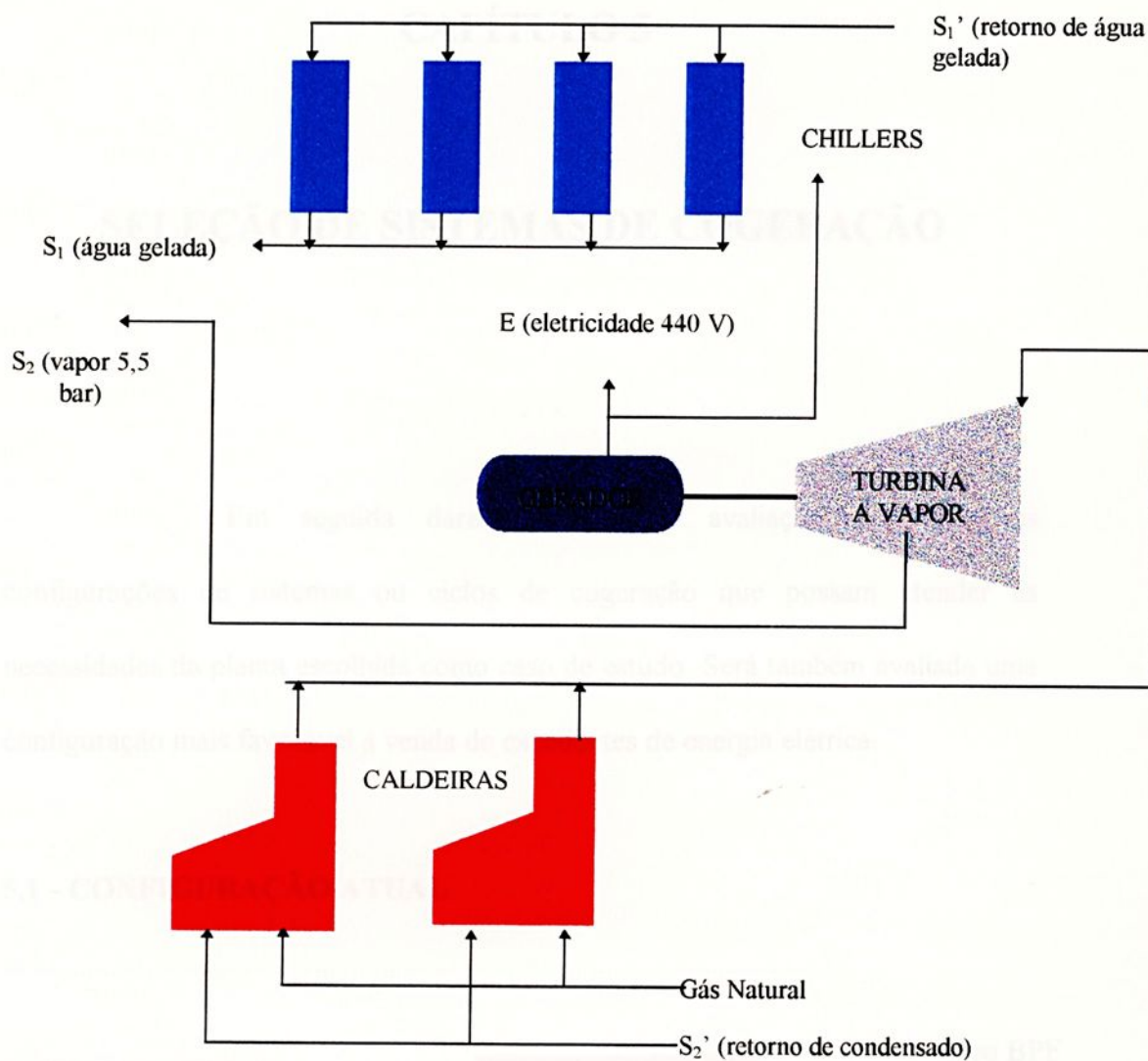


FIGURA 4.9 - Diagrama esquemático para geração de energia elétrica através de uma turbina a vapor, recebendo calor de uma caldeira que queima gás natural.

CAPÍTULO 5

SELEÇÃO DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO

Em seguida daremos início a avaliação das possíveis configurações de sistemas ou ciclos de cogeração que possam atender as necessidades da planta escolhida como caso de estudo. Será também avaliada uma configuração mais favorável a venda de excedentes de energia elétrica.

5.1 - CONFIGURAÇÃO ATUAL

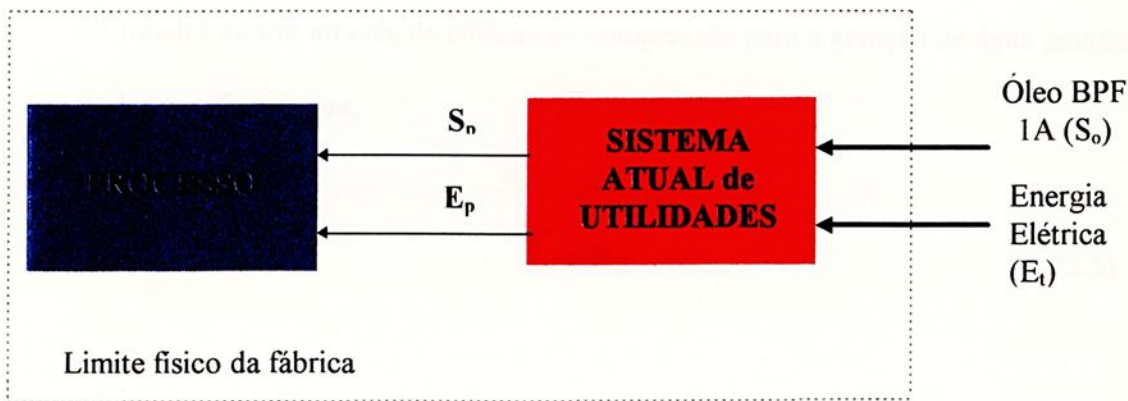


FIGURA 5.1 - Esquema básico de consumo de energia pela unidade fabril.

Da análise do diagrama acima, estabelecemos que;

$$E_t = E_p + E_u + \text{Perdas} \quad (5.1)$$

$$S_o = S_p + \text{Perdas} \quad (5.2)$$

sendo:

E_t : Total de energia elétrica consumida pela fábrica

E_p : Parcela de E_t consumida somente pelo processo produtivo

E_u : Parcela de E_t consumida internamente no setor de Utilidades

S_o : Total de energia térmica fornecida pela combustão de óleo

S_p : Total de energia térmica consumida pelo processo produtivo, em forma de vapor.

$$E_{ex} = E_p + E_u + E_{per} \quad (5.3)$$

Visto que o grande consumo de energia elétrica no setor de Utilidades ocorre através de chillers de compressão para a geração de água gelada, podemos afirmar que,

$$S_{ex} = S_p + S_u \quad (5.4)$$

$$E_u = E_{ch} \quad (5.3)$$

sendo:

e E_{ch} : Energia elétrica consumida pelos chillers de compressão.

E_p : Total de energia contida no fluxo de gás natural consumido como combustível

Tanto a energia elétrica comprada da concessionária quanto a energia contida na massa de óleo combustível que é queimada para a produção de vapor passam por processos com determinado rendimento (o que induz a perdas).

Por motivo de simplificação e por não afetar os rumos do trabalho, estaremos desconsiderando a parcela de energia perdida nos processos de conversão e/ou transformação.

Com a proposta de instalação de um sistema de cogeração, anexo ou interno a área de Utilidades, poderíamos configurá-lo como segue.

5.2 CONFIGURAÇÃO ESQUEMÁTICA PROPOSTA

$$E_g = S_{sc} + E_{sc} + \text{Perdas} \quad (5.4)$$

$$E_{sc} = E_p + E_u + E_{exc} \quad (5.5)$$

$$S_{sc} = S_p + S_u \quad (5.6)$$

sendo;

E_g : Total de energia contida no fluxo de gás natural consumido como combustível primário do sistema de cogeração

S_{sc} : Total de energia térmica produzida pelo sistema de cogeração

E_{sc} : Total de energia elétrica produzida pelo sistema de cogeração

E_u : Parcela de E_{sc} consumida internamente no setor de Utilidades, para gerar água gelada num ciclo de compressão por exemplo

S_u : Parcela de S_{sc} consumida internamente no setor de Utilidades, para gerar água gelada num ciclo de absorção por exemplo

E_{exc} : Eventual quantidade de energia elétrica excedente do sistema de cogeração e que poderá ser comercializada

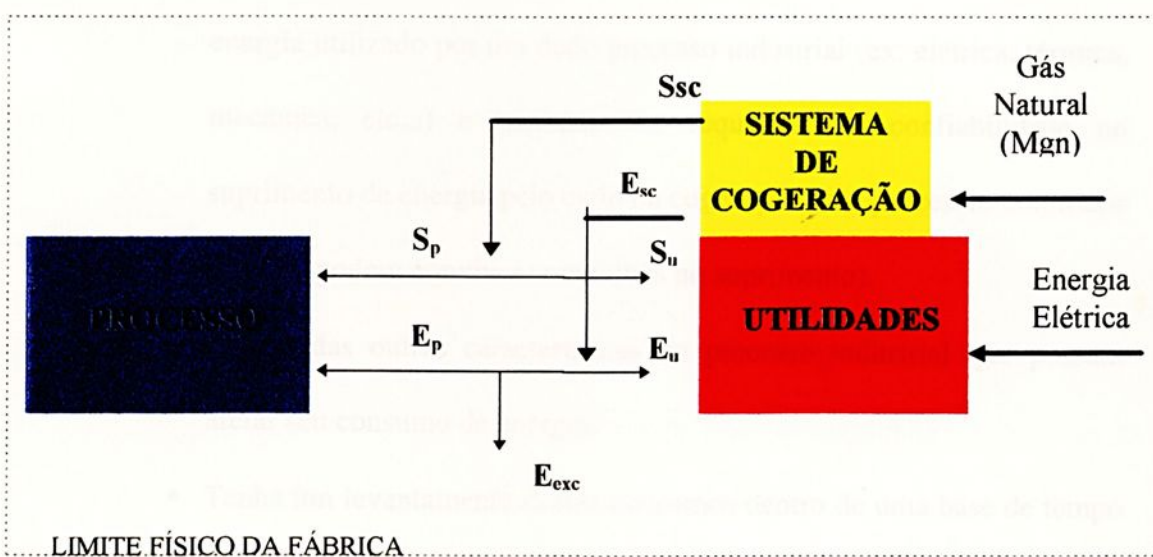


FIGURA 5.2 - Esquema proposto de fornecimento de energia para a unidade fabril.

5.3 METODOLOGIA PARA SELEÇÃO DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO

O método que utilizamos para realizar a seleção de um sistema de cogeração para uma dada aplicação será descrito abaixo, passo a passo. Esta

sistemática se aplica a qualquer caso prático, servindo como forma geral. É importante ressaltar que cada processo consumidor de energia tem suas próprias peculiaridades assim como cada diferente empresa ou ramo de negócios. Um processo de seleção pode portanto ser tão detalhado quanto se queira, mas abaixo estarão descritos os passos principais:

- Relate detalhadamente quais as necessidades energéticas do processo industrial consumidor. Obtenha a informação do tipo e quantidade de energia utilizado por um dado processo industrial (ex: elétrica, térmica, mecânica, etc...) e também dos requisitos de confiabilidade no suprimento de energia pelo ciclo de cogeração (ex; processos contínuos que não podem conviver com falhas no suprimento).
- Liste todas outras características do processo industrial que possam afetar seu consumo de energia.
- Tenha um levantamento destes consumos dentro de uma base de tempo satisfatória para cobrir as épocas de máximo e mínimo consumos.
- Com estes dados trace curvas de demanda de energia do processo consumidor.
- Encontre a relação E/S do processo, dividindo o consumo de energia elétrica pelo consumo de energia térmica.
- Avalie as relações E/S para os consumos mínimos, médios e máximos.
- Você poderá decidir se o sistema de cogeração deve atender total ou

parcialmente as cargas elétricas e/ou térmicas do processo, conforme estratégia da empresa.

- Com as relações E/S definidas, consulte a tabela 3. Para obter uma ou mais opções de sistemas de cogeração. A escolha do melhor sistema dependerá de modificações que se possa fazer num processo já instalado (ex: troca de chillers de compressão por outros de absorção), pois isto pode alterar a relação E/S do processo.
- Escolhidas as melhores possibilidades, verifique em catálogos técnicos as características de fornecimento de energia elétrica do ciclo, energia térmica, fluxo de gases quentes, quantidade e tipo de combustível primário consumido versus a disponibilidade de combustível no local da fábrica.
- Verifique novamente se as quantidades de energia fornecidas pelo ciclo de cogeração escolhido, atendem as necessidades do processo. Se a produção do ciclo exceder as necessidades do processo, avalie as possibilidades de venda dos excedentes. Se a produção do ciclo estiver aquém das necessidades do processo, avalie a possibilidade de completá-la (com o uso de pós-queimadores, que aumentam a produção de calor, por exemplo).
- Acople as soluções técnicas mais viáveis, dados de custo para a instalação e operação dos sistemas.
- Verifique a possibilidade de avaliar economicamente, soluções técnicas que atendam parcial, totalmente e com excedentes a necessidade



energética do processo, pois a venda ou compra de parte do total de energia consumido (ex: energia elétrica) pode fornecer atrativos interessantes.

- Calcule a viabilidade econômica dos ciclos utilizando as equações de taxa interna de retorno.
- Defina a solução para a seleção do melhor ciclo de cogeração considerando os melhores retornos econômicos.
- Não se esqueça de considerar fatores estratégicos (como previsão de futuras expansões na fábrica ou incentivos governamentais) que podem justificar o investimento em cogeração.
- A escolha dos fornecedores dos equipamentos e serviços de projeto de montagem, deve ser cuidadosa e direcionada a empresas com experiência comprovada no mercado.

5.4 DEMANDAS A SEREM ATENDIDAS PELOS SISTEMAS DE COGERAÇÃO

Serão consolidados na tabela abaixo, as demandas de energia requerida pelo processo produtivo através dos dados contidos no capítulo 4. Consideraremos que os sistemas de cogeração deveram superar em 10%, a demanda energética do processo, como reserva estratégica, temos que:



Tabela 5.1 - Valores Básicos de Demanda para Seleção de Sistemas Cogeneradores

Energia Requerida pela Fábrica	Demanda Média	Demanda Máxima	Capacidade Sistema de Cogeração (para chillers de compressão)	Capacidade Sistema de Cogeração (para chillers de absorção)
Energia Elétrica Total (E_t) (kW)	4802	5453	5998 (110%)	5998 (110%)
Energia Elétrica para o Processo (E_p) (kW)	3190	3373	3710 (110%)	3710 (110%)
Energia Elétrica para os chillers de compressão (E_{ch}) (kW)	1612	2080	2288	-----
Carga Térmica (água gelada) requerida pelo processo (Q_{lp}) (kW)	6547	8448	8448	8448
Vazão de água gelada para o processo (kg/h)	480000	640000	640000	640000
Calor para o processo (S_p) em forma de vapor (kW)	5467	5589	6148 (110%)	6148 (110%)
Quantidade de vapor para o processo (m_v) (kg/h)	7205	7367	8103	8103
Calor de alimentação (Q_h) dos chillers de absorção (Kw) COP 0,9	7274	9387	-----	9387

- A temperatura máxima utilizada no gerador do chiller de absorção é de 125°C, o que sugere uma temperatura do vapor circulante por volta de 145°C, ou seja, vapor de baixa pressão saturado a 3 kg/cm² e entalpia de 653,5 kcal/kg.
- COP do ciclo de refrigeração por compressão é de 4,0 e o de absorção variará entre 0,5 e 1,5

A consulta de dados em catálogos técnicos é importante para a configuração de ciclos de cogeração. Existem exemplos de catálogos que fornecem informações globais, citando as quantidades de energia térmica e elétrica fornecidas pelo sistema montado. Pode-se no entanto consultar catálogos dos componentes de cada ciclo (turbinas, caldeiras, etc...), conectando-se os vários elementos e considerando a eficiência de cada um. Para estimativas e cálculos rápidos, pode-se lançar mão de dados genéricos de eficiência de cada ciclo e de sua faixa de E/S.

5.5 CRITÉRIOS DE DIRECIONAMENTO PARA A SELEÇÃO DA MELHOR CONFIGURAÇÃO DE SISTEMA DE COGERAÇÃO PARA O CASO DE ESTUDO PREVISTO

Baseados nas necessidades energéticas da fábrica e nos dados disponíveis dos vários modelos de sistemas de cogeração, selecionamos abaixo algumas possibilidades de ciclos de cogeração. A linha mestra que conduzirá a seleção do ciclo de cogeração que melhor se adequa as necessidade do caso proposto são:

1. Atendimento da demanda de energia elétrica e térmica requerida pelo processo fabril,



2. O sistema de cogeração deve idealmente atender simultaneamente a demanda elétrica e térmica em sua configuração básica, com o mínimo de modificações ou sistemas auxiliares/paralelos,
3. Excedentes de energia elétrica são aceitos, até um valor de 50% da demanda total do processo (possibilidade de venda). Sistemas que fornecerem mais energia elétrica do que térmica, irão atender a demanda térmica e exceder em relação à demanda elétrica do processo.
4. Excedentes de energia térmica que possam ser produzidos pelos sistemas de cogeração em suas diversas configurações, não serão aceitos.
5. Permitida a avaliação do uso de chiller de absorção, devido a mudança significativa que o uso de tais equipamentos causariam na relação E/S do processo. A consideração de um sistema de cogeração com chillers de absorção somente será considerada como solução aceitável e capaz de ser avaliada do ponto de vista econômico, se satisfizer a demanda elétrica e térmica simultaneamente, pois o uso destes chiller já são uma proposta radical de mudança no processo de produção de água gelada, com chances limitadas de ter andamento no caso apresentado.

5.6 CONFIGURAÇÕES DE VÁRIOS SISTEMAS DE COGERAÇÃO

Seguirão abaixo 8 diferentes configurações de sistemas de cogeração propostas para o atendimento do estudo de caso apresentado no capítulo anterior.

5.6.1 - Configuração 1:

Ciclo a gás natural, simples, gerando vapor através de caldeira de recuperação de gases quentes da turbina e geração de água gelada por chillers de compressão.

E_{sc} e S_{sc} extraídos inicialmente de catálogos de equipamentos.

E_{sc} é a quantidade de energia elétrica fornecida pelo ciclo de cogeração. No caso da tabela 3.2 (Dados de Ciclos a Gás Simples), o valor de energia elétrica já considera a potência nos terminais de saída do gerador elétrico. Quando o catálogo fornecer a potência mecânica da turbina ou motor, deve-se considerar a perda de eficiência relativa a transmissão mecânica da turbina para o gerador elétrico e deste último também. Na maioria dos casos a perda na transformação da potência de eixo da turbina em energia elétrica é de 5 a 10%. S_{sc} é representado pelo valor líquido de *Heat to Power Rate* (HPR) fornecido pelo fabricante da turbina a gás; sendo:

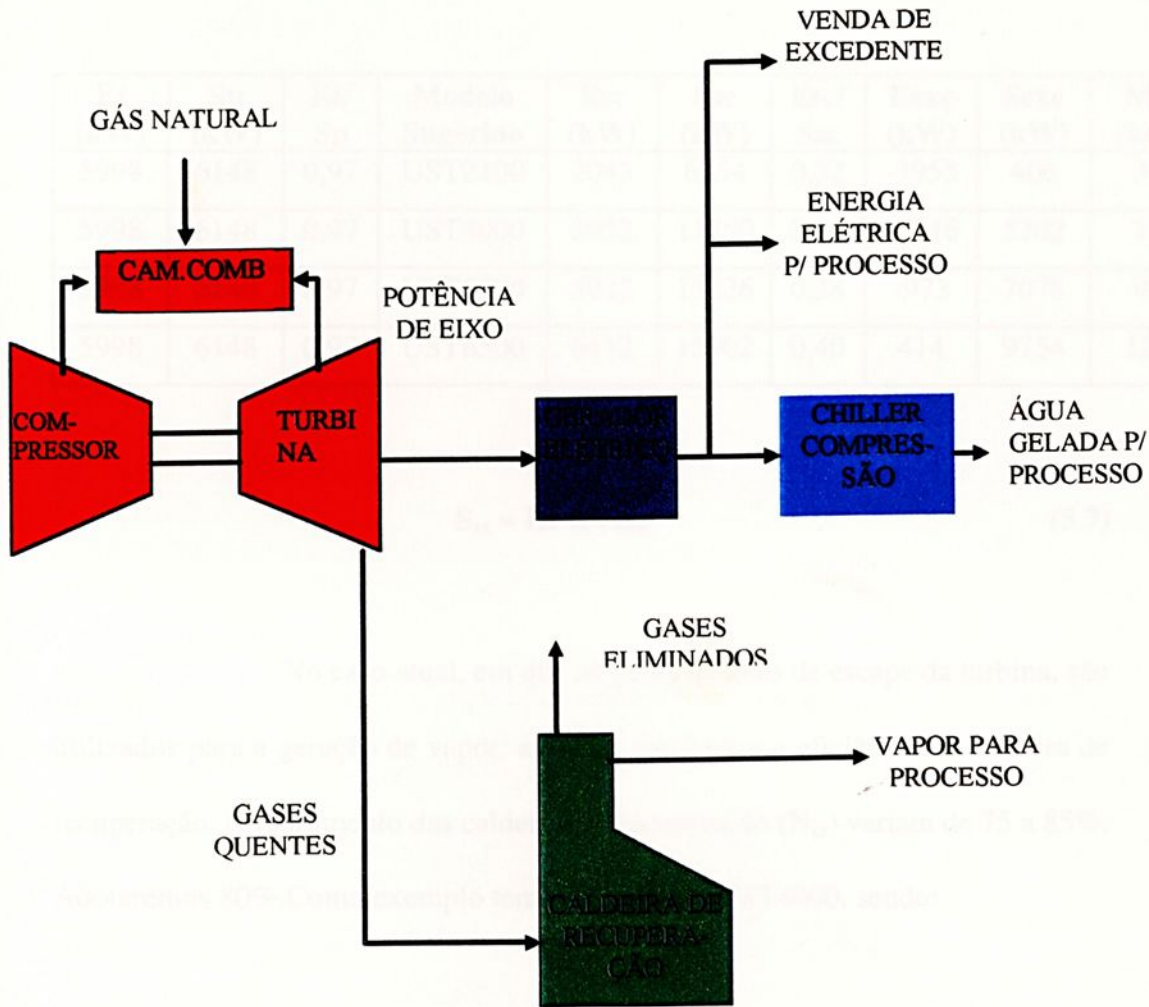


FIGURA 5.3 - Configuração 1.

Tabela 5.2 - Ciclos a gás simples e produção de água gelada por chillers de compressão

Et (kW)	Sp (kW)	Et/ Sp	Modelo Sugerido	Esc (kW)	Ssc (kW)	Esc/ Ssc	Eexc (kW)	Sexc (kW)	Mgn (kg/h)
5998	6148	0,97	UST2100	2043	6554	0,32	-3955	406	385
5998	6148	0,97	UST4000	3952	11350	0,35	-2046	5202	746
5998	6148	0,97	UST5000	5025	13226	0,38	-973	7078	948
5998	6148	0,97	UST6500	6412	15902	0,40	414	9754	1210

$$S_{sc} = HPR \cdot E_{sc} \quad (5.7)$$

No caso atual, em que os gases quentes de escape da turbina, são utilizados para a geração de vapor, a que se considerar a eficiência da caldeira de recuperação. O rendimento das caldeiras de recuperação (N_{cr}) variam de 75 a 85%. Adotaremos 80%. Como exemplo temos o conjunto UST4000, sendo:

$$E_{sc} = 3952 \text{ kW} \rightarrow S_{sc} = HPR \cdot E_{sc} \cdot N_{cr} = 3952 \cdot 3,59 \cdot 0,80 \rightarrow$$

$$S_{sc} = 11350 \text{ kW}$$

$$HPR = 3,59$$

Para não causar erros, a quantidade de vapor requerida pelo processo fabril, foi convertida no seu equivalente em energia, facilitando a comparação com os valores supridos pela turbina a gás ou motor de combustão interna.

- M_{gn} representa a quantidade de gás natural, expressa em unidades de vazão (kg/h) necessária a produção da energia requerida por cada ciclo de cogeração. Adotaremos para este cálculo um PCI do gás natural de 9672 kcal/Nm^3 ou 14995 kcal/kg ou $17,436 \text{ kW/kg}$.

O cálculo do fluxo de gás natural (combustível primário utilizado) requer que seja definida a eficiência geral do ciclo, pois a consideração das perdas ao longo do processo possibilitarão a determinação do correto fluxo de combustível, logo:

N_{ec} = rendimento ou eficiência elétrica do ciclo de cogeração

N_{tg} = rendimento ou eficiência com a qual a turbina a gás transforma a energia cedida pelo combustível primário (gás natural) em potência mecânica de eixo. Adotaremos 32%.

N_{ge} = eficiência com a qual o gerador elétrico converte a potência de eixo suprida pela turbina a gás e redutor, em eletricidade. Adotaremos 95%.

$$N_{ec} = N_{tg} \cdot N_{ge} = 0.32 \cdot 0.95 \rightarrow N_{ec} = 0,304$$

e

$$M_{gn} = (E_{sc}/N_{ec})/PCI_{gn} = (3952/0,304)(\text{kW})/17,436 \text{ kW/kg} ,$$

FIGURA 5.4 - Configuração 2

$M_{gn} = 746 \text{ kg de gás natural/hora}$, para produzir uma potência elétrica de 3952 kW na saída dos terminais do gerador.

Este mesmo método de cálculo é utilizado nos demais ciclos apresentados a seguir.

5.6.2 Configuração 2:

Ciclo a gás natural, simples, gerando vapor através de caldeira de recuperação de gases quentes da turbina e geração de água gelada por chiller de absorção.

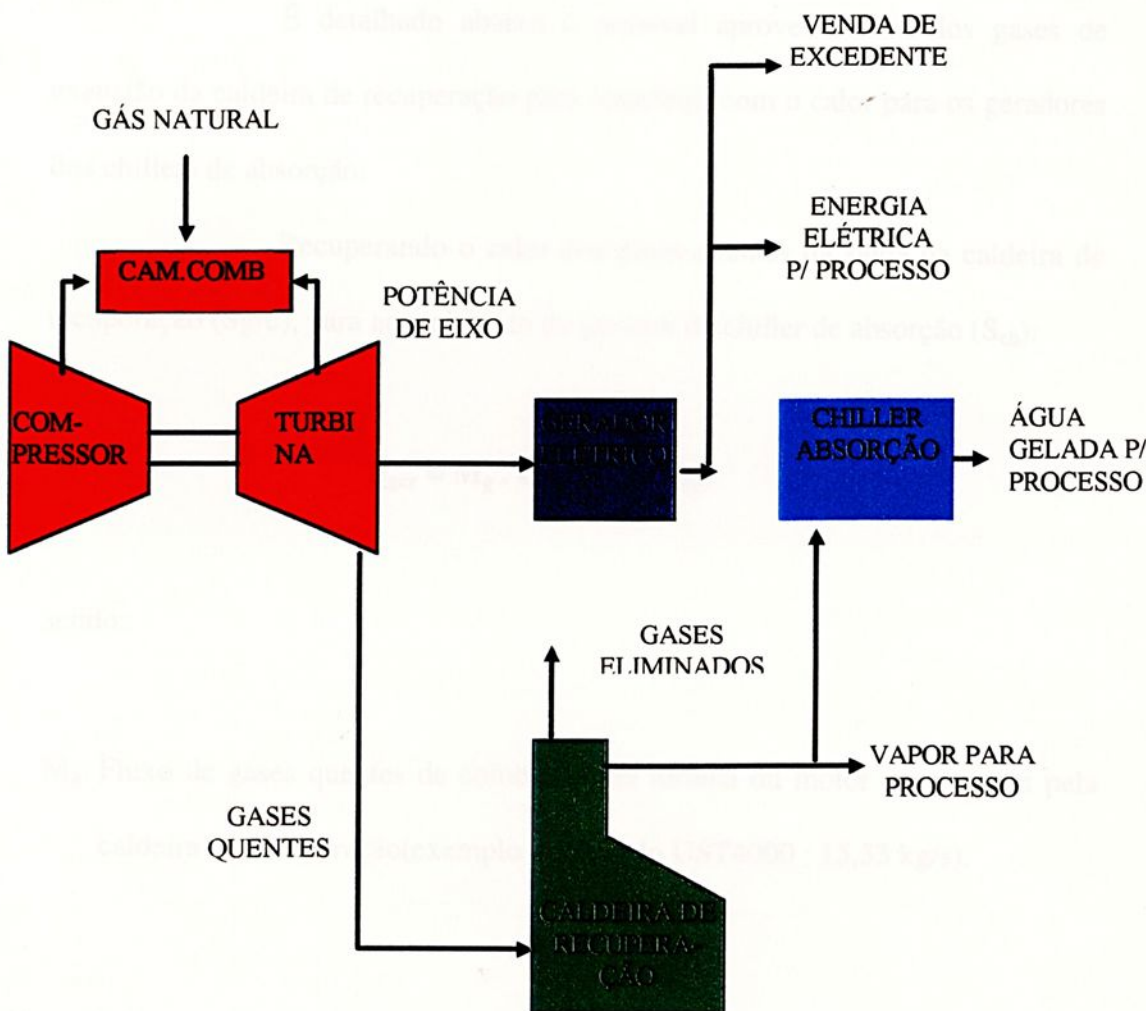


FIGURA 5.4 - Configuração 2.

Tabela 5.3 - Ciclos a gás simples e produção de água gelada por chillers de absorção

Et (kW)	COP	Sch (kW)	Sp (kW)	Et/ Sp	Esc (kW)	Ssc (kW)	Esc/ Ssc	Eexc (kW)	Sexc (kW)	Mgn (kg/h)
3710	0,5	16896	23044	0,16	3952	11350	0,35	242	-11694	746
3710	0,7	12067	18215	0,20	3952	11350	0,35	242	-6865	746
3710	0,9	9387	15535	0,24	3952	11350	0,35	242	-4185	746
3710	1,1	7680	13828	0,27	3952	11350	0,35	242	-2478	746
3710	1,3	6478	12646	0,29	3952	11350	0,35	242	-1296	746
3710	1,5	5632	11780	0,32	3952	11350	0,35	242	-430	746

- O sistema de cogeração sugerido é o UST 4000
- S_p = Demanda térmica do processo acrescido da demanda térmica dos chillers de absorção

$S_{ch} = Q_{lp} / COP = 8448 / 0,7 = 12067 \text{ kW}$

$S_{exc} = \text{excedente de energia térmica} = S_{sc} - S_p$

É detalhado abaixo o possível aproveitamento dos gases de exaustão da caldeira de recuperação para contribuir com o calor para os geradores dos chillers de absorção:

Recuperando o calor dos gases quentes da saída da caldeira de recuperação (S_{grc}), para aquecimento do gerador do chiller de absorção (S_{ch}):

$$S_{ger} = M_g \cdot C_{pg} \cdot (T_s - T_{ch}) \tag{5.8}$$

sendo:

M_g : Fluxo de gases quentes de combustão na turbina ou motor que passam pela caldeira de recuperação(exemplo do modelo UST4000 : 15,53 kg/s).

C_{pg} : Calor específico dos gases de exaustão da caldeira de recuperação, 1,148 kJ/kg.K.

T_s : Temperatura de saída dos gases quentes da caldeira de recuperação e entrada para aquecimento do chiller de absorção, 140°C .

T_{ch} : Temperatura de saída dos gases do gerador do chiller de absorção, 90°C.

$$S_{gcr} = 15,53 \cdot 1,148 \cdot (140 - 90) \rightarrow S_{gcr} = S_{ch} = 891 \text{ kW}$$

A quantidade recuperada desta forma equivale a $(891 / 11350) = 7,85\%$ do total de calor produzido em forma de vapor pela caldeira de recuperação.

Para se fixar uma ordem de grandeza, caso a utilização dos gases de escape da caldeira de recuperação seja feita no gerador do chiller de absorção, seriam produzidas $(891 \cdot 0,7/3,52) = 177 \text{ TR}$.

A utilização deste potencial não será considerada nos valores utilizados neste trabalho.

Tomando este primeiro caso como exemplo, as configurações projetadas para uso com chillers de absorção, mostrarão que a eventual carência de energia térmica, causada pela grande demanda exigida por tais chillers, pode facilmente ser atingida, com a utilização de queimadores auxiliares nas saídas das turbinas ou motores ou nas caldeiras de recuperação.



5.6.3 Configuração 3:

Ciclo a gás natural, combinado turbina a gás e turbina a vapor para geração de energia elétrica, com caldeira de recuperação para geração de vapor e geração de água gelada através de chillers de compressão;

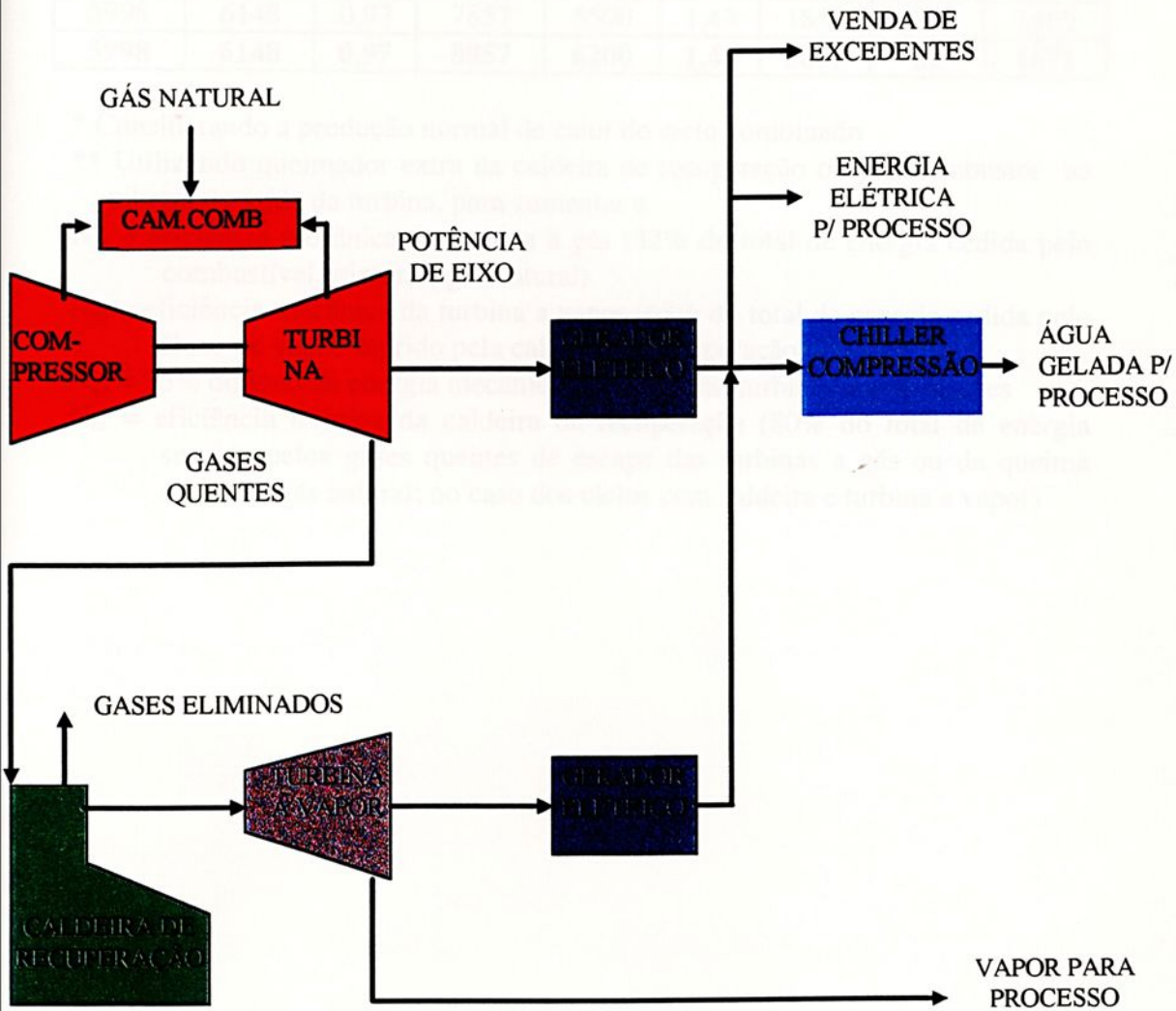


FIGURA 5.5 - Configuração 3.

Tabela 5.4 - Ciclos combinados e produção de água gelada por chillers de compressão (sugerindo um ciclo combinado com eficiência elétrica de 50% e eficiência térmica de 35%)

E_t (kW)	S_p (kW)	E_t/S_p	E_{sc} (kW)	S_{sc} (kW)	E_{sc}/S_{sc}	E_{exc} (kW)	S_{exc} (kW)	M_{gn} (kg/h)
5998	6148	0,97	6000	4200*	1,43	2	-1948	1132
5998	6148	0,97	6000	6200*	0,97	2	52	1275
				*				
5998	6148	0,97	7857	5500	1,43	1859	-648	1482
5998	6148	0,97	8857	6200	1,43	2859	52	1671

- * Considerando a produção normal de calor do ciclo combinado
- ** Utilizando queimador extra na caldeira de recuperação ou pós-combustor na tubeira de saída da turbina, para aumentar a
- N_{tg} = eficiência mecânica da turbina a gás (32% do total de energia cedida pelo combustível primário; gás natural)
- N_{tv} = eficiência mecânica da turbina a vapor (65% do total de energia cedida pelo fluxo de vapor suprido pela caldeira de recuperação)
- N_{ge} = 95% do total da energia mecânica suprida pelas turbinas aos geradores
- N_{cr} = eficiência térmica da caldeira de recuperação (80% do total de energia suprida pelos gases quentes de escape das turbinas a gás ou da queima direta do gás natural; no caso dos ciclos com caldeira e turbina a vapor)

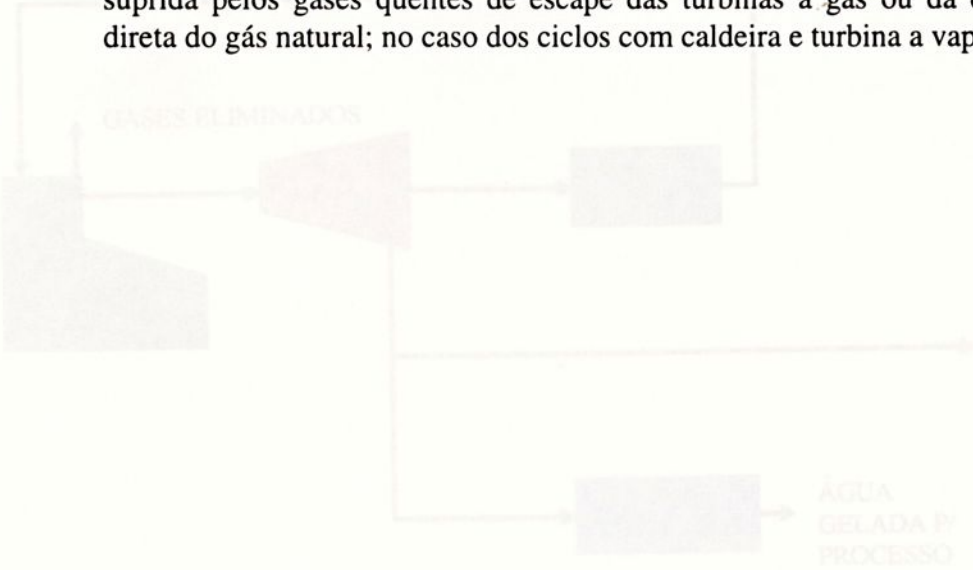


FIGURA 5.6 - Configuração 4

Tabela 5.5 - Ciclos combinados e produção de água gelada por chillers de absorção

E_t (kW)	COP	S_{ch} (kW)	S_p (kW)	E_t/S_p	E_{sc} (kW)	S_{sc} (kW)	E_{sc}/S_{sc}	E_{exc} (kW)	S_{exc} (kW)	M_{gn}^* (kg/h)
3710	0,7	12067	18215	0,20	3710	2594	1,43	0	-9473	700
3710	0,7	12067	18215	0,20	26030	8200	3,17	22320	-15	4911
3710	0,9	9387	15535	0,24	3710	2594	1,43	0	-6793	700
3710	1,1	7680	13828	0,27	3710	2594	1,43	0	-5086	700
3710	1,3	6478	12646	0,29	3710	2594	1,43	0	-3884	700
3710	1,5	5632	11780	0,32	3710	2594	1,43	0	-3038	700

* Fluxo de gás natural necessário somente a geração de 3710 kW de energia elétrica. O calor suplementar, necessário a alimentação dos chillers de absorção, poderia ser conseguido através de queimadores suplementares.

5.6.5 - Configuração 5:

Motor de combustão interna a gás natural, gerando energia elétrica e vapor através a recuperação dos gases de escape. Água gelada produzida por chiller de compressão;

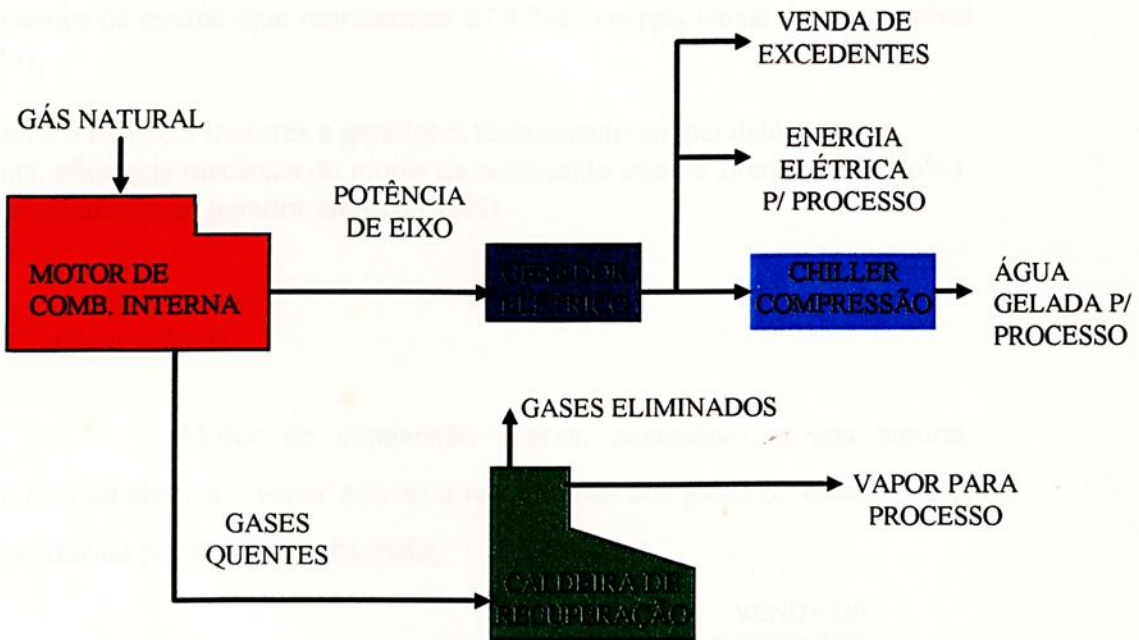


FIGURA 5.7 - Configuração 5.

Tabela 5.6 - Ciclo motor alternativo a gás e produção de água gelada por chillers de compressão

E_t (kW)	S_p (kW)	E_t/S_p	Modelo	E_{sc} (kW)	S_{sc} (kW)	E_{sc}/S_{sc}	E_{exc} (kW)	S_{exc} (kW)	M_{gn} (kg/h)
5998	6148	0,97	3 AT12-V*	6600	6165	1,07	167	7	1246
5998	6148	0,97	2 AT12-V	4800	4110	1,07	-1198	-2038	906

(S_{sc} representado por vapor de baixa pressão produzido pelo aproveitamento dos gases quentes de escape, que representam 27,4 %da energia inicial do combustível utilizado).

* Indica o uso de 3 motores e geradores funcionando em paralelo
Nmci: eficiência mecânica do motor de combustão interna alternativo (33,6%)
Nge: eficiência do gerador elétrico (95%)

5.6.6 - Configuração 6:

Motor de combustão interna, alternativo, a gás natural, gerando energia elétrica e vapor através a recuperação dos gases de escape. Água gelada produzida por chiller de absorção;

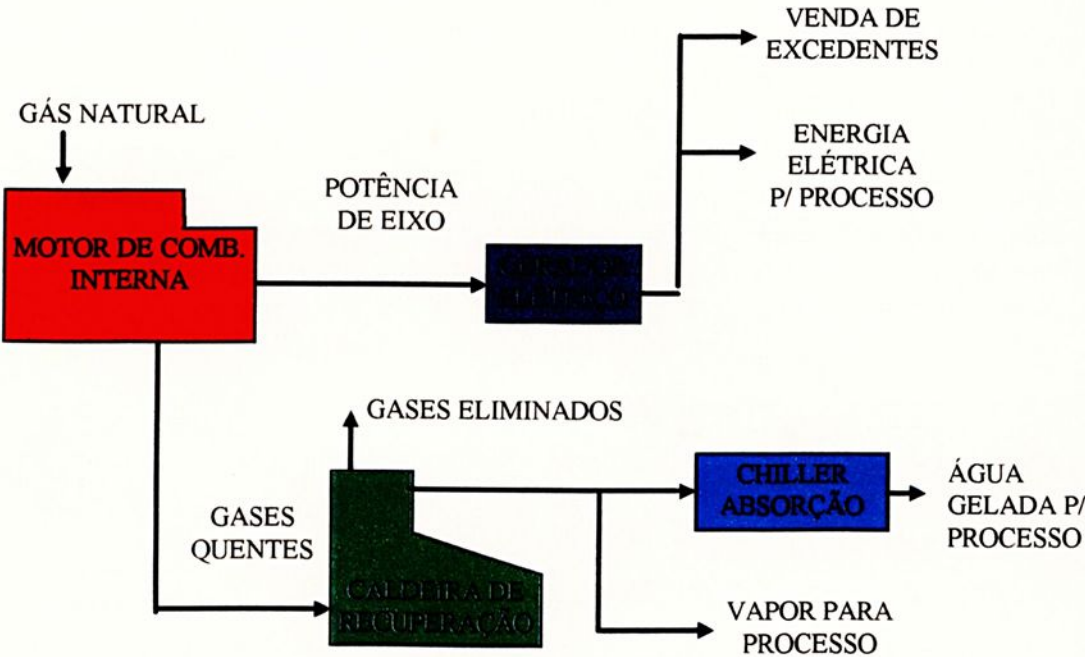


FIGURA 5.8 - Configuração 6.

Tabela 5.7 - Ciclos motor alternativo e produção de água gelada por chillers de absorção

E_t (kW)	COP	S_{ch} (kW)	S_p (kW)	E_t/S_p	E_{sc} (kW)	S_{sc} (kW)	E_{sc}/S_{sc}	E_{exc} (kW)	S_{exc} (kW)	M_{gn} (kg/h)
3710	0,5	1689 6	2304 4	0,16	4800	4110	1,07	1090	- 18934	860, 3
3710	0,7	1206 7	1821 5	0,20	3800	3254	1,07	90	- 14961	681, 1
3710	0,9	9387	1553 5	0,24	4800	4110	1,07	1090	- 11425	860, 3
3710	1,1	7680	1382 8	0,27	3800	3254	1,07	90	- 10574	681, 1
3710	1,3	6478	1264 6	0,29	4800	4110	1,07	1090	-8536	860, 3
3710	1,5	5632	1178 0	0,32	3800	3254	1,07	90	-8526	681, 1

- 2 motores AT12-V fornecem em paralelo a potência elétrica de 4800 kW.
- 2 motores VHP P9390 fornecem em paralelo, a potência de 3800 kW.
- Fluxo de gás natural necessário somente a geração de 3710 kW de energia elétrica. O calor suplementar, necessário a alimentação dos chillers de absorção, poderia ser conseguido através de queimadores suplementares.

FIGURA 5.9 - Configuração 7

Tabela 5.8 - Ciclos com caldeira a turbinas a vapor (de contra-pressão) e produção de água gelada por chillers de compressão (turbina a vapor de contra-pressão, eficiência mecânica de 95% e vapor superaquecido suprido a 400°C, 30 bar e 743,7 kcal/kg). Eficiência da caldeira na produção de vapor de 80%.

E_t (kW)	S_p (kW)	E_t/S_p	E_{sc} (kW)	S_{sc} (kW)	E_{sc}/S_{sc}	E_{exc} (kW)	S_{exc} (kW)	M_{gn} (kg/h)
5998	6148	0,97	678	4029	0,08	-5611	-1325	346
5998	6148	0,97	6000	36673	0,08	2	68490	3754

• O modelo de ciclo não foi selecionado devido a necessidade de composição de vários equipamentos separados.

5.6.7 - Configuração 7:

Caldeira, a gás natural, gerando vapor para uma turbina que produz energia elétrica e vapor (saturado, $p = 5,5 \text{ bar}$, $h = 658 \text{ kcal/kg}$, através de extração da própria turbina) para o processo. Água gelada produzida por chiller de compressão;

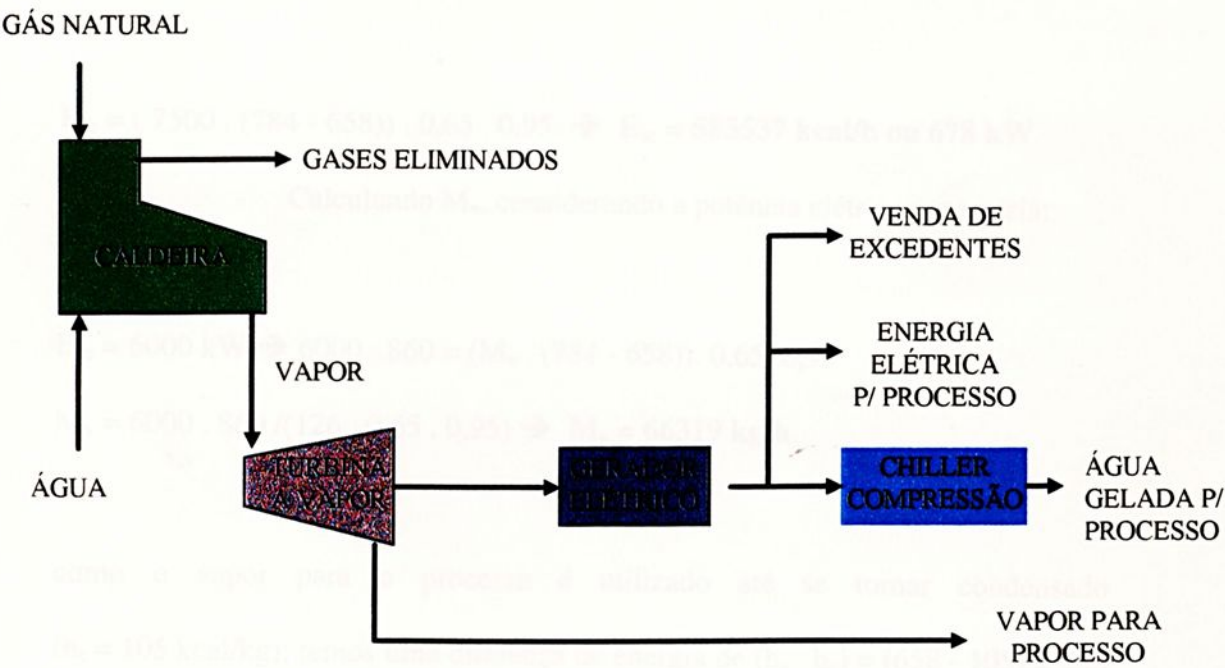


FIGURA 5.9 - Configuração 7.

Tabela 5.8 - Ciclos com caldeira e turbina a vapor (de contra-pressão) e produção de água gelada por chillers de compressão (turbina a vapor de contra-pressão, eficiência mecânica de 65% e vapor superaquecido suprido a 400°C, 30 bar e 783,7 kcal/kg).Eficiência da caldeira na produção de vapor de 80%.

E_t (kW)	S_p (kW)	E_t/S_p	E_{sc} (kW)	S_{sc} (kW)	E_{sc}/S_{sc}	E_{exc} (kW)	S_{exc} (kW)	M_{gn} (kg/h)
5998	6148	0,97	678	4823	0,08	-5611	-1325	346
5998	6148	0,97	6000	36675	0,08	2	68490	3754

- O modelo de ciclo não foi selecionado devido a necessidade de composição de vários equipamentos separados.

Calculando a potência elétrica produzida através de M_v = massa de vapor requerida pelo processo = 7500 kg/h ou $S_{sc} = 7500 \cdot (658 - 105) = 4823$ kW e $M_{gn} = ((4823 \cdot 860) / 0,80) / 14995 = 346$ kg/h

$$E_{sc} = (M_v \cdot (h_c - h_s)) \cdot N_{tv} \cdot N_{ge} \quad (5.9)$$

$$E_{sc} = (7500 \cdot (784 - 658)) \cdot 0,65 \cdot 0,95 \rightarrow E_{sc} = 583537 \text{ kcal/h ou } 678 \text{ kW}$$

Calculando M_v , considerando a potência elétrica necessária;

$$E_{sc} = 6000 \text{ kW} \rightarrow 6000 \cdot 860 = (M_v \cdot (784 - 658)) \cdot 0,65 \cdot 0,95$$

$$M_v = 6000 \cdot 860 / (126 \cdot 0,65 \cdot 0,95) \rightarrow M_v = 66319 \text{ kg/h}$$

como o vapor para o processo é utilizado até se tornar condensado ($h_c = 105$ kcal/kg); temos uma diferença de energia de $(h_s - h_c) = (658 - 105) = 553$ kcal/kg

Logo, o total de calor suprido ao processo seria;

$$S_{sc} = M_v \cdot (h_s - h_c) \quad (5.10)$$

$$S_{sc} = 36675 \text{ kW}$$

$$E_{exc} = E_{sc} - E_t \quad (5.11)$$

$$M_{gn} = (M_v \cdot (h_e - h_c) / N_{cald}) / PCI_{gn} \quad (5.12)$$

$$M_{gn} = (66319 \cdot (784 - 105) / 0,80) / 14995 \rightarrow M_{gn} = 3754 \text{ kg/h}$$

$N_{cald} = 80\%$; eficiência com a qual a caldeira transforma a energia cedida pela combustão do gás natural em vapor

$N_{tv} = 65\%$; eficiência com a qual a turbina a vapor transforma a energia contida no fluxo de vapor em potência mecânica de eixo

$N_{ge} = 95\%$; eficiência com a qual o gerador transforma potência mecânica de eixo suprida pela turbina a vapor em eletricidade

5.6.8 - Configuração 8:

Caldeira, a gás natural, gerando vapor para uma turbina que produz energia elétrica e vapor (saturado, $p = 5,5 \text{ bar}$, $h = 658 \text{ kcal/kg}$, através de extração da própria turbina) para o processo. Água gelada produzida por chiller de absorção;

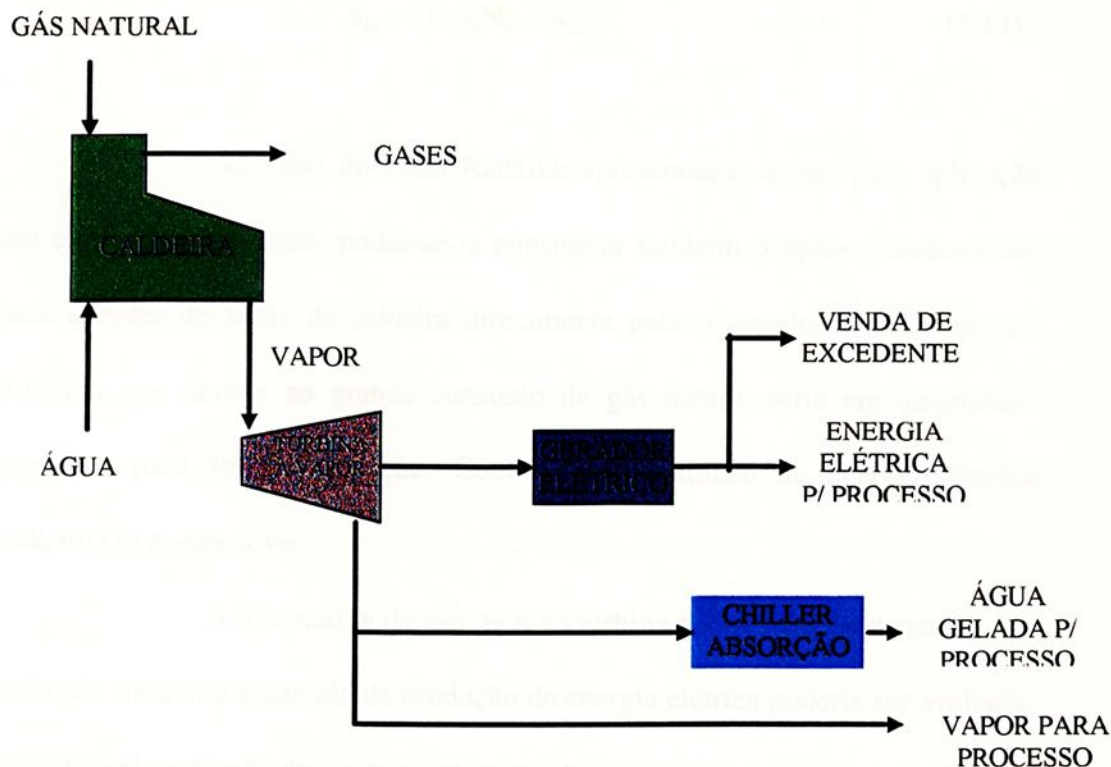


FIGURA 5.10 - Configuração 8.

Tabela 5.9 - Ciclos com caldeira e turbina a vapor (de contra-pressão) e produção de água gelada por chillers de absorção (turbina a vapor de contra-pressão, eficiência mecânica de 65% e vapor superaquecido suprido a 400°C, 30 bar e 783,7 kcal/kg). Eficiência da caldeira na produção de vapor de 80%.

E_t (kW)	COP	S_{ch} (kW)	S_p (kW)	E_t/S_p	E_{sc} (kW)	S_{sc} (kW)	E_{sc}/S_{sc}	E_{exc} (kW)	S_{exc} (kW)	M_{gn} (kg/h)
3710	0,5	16896	23044	0,16	3800	23227	0,08	90	24456	3063
3710	0,7	12067	18215	0,20	3800	23227	0,62	90	29285	3063
3710	0,9	9387	15535	0,24	3800	23227	0,62	90	31965	3063

- Fluxo de gás natural necessário somente a geração de 3710 kW de energia elétrica. O calor suplementar, necessário a alimentação dos chillers de absorção, poderia ser conseguido através de queimadores suplementares.

Sendo S_{sc} a quantidade de energia contida no vapor que irá suprir

a turbina a vapor e;

$$S_{sc} = (E_{sc}/(N_{tv} \cdot N_{ge})) \quad (5.13)$$

No caso do ciclo Rankine apresentados acima para aplicação com chillers de absorção, poder-se-ia considerar também o aproveitamento dos gases quentes de saída da caldeira diretamente para o gerador dos chillers de absorção, que devido ao grande consumo de gás natural seria em quantidade apreciável para sua recuperação. Contudo a quantidade de energia térmica produzida já é excessiva.

A alternativa de uso de uma turbina a vapor de condensação, no intuito de aumentar a parcela de produção de energia elétrica poderia ser avaliada. Contudo a alimentação de vapor ao processo, teria também que ser reavaliada.

5.7 RESULTADOS TÉCNICOS DA SELEÇÃO DOS CICLOS DE COGERAÇÃO

Analisando-se as tabelas apresentados no item anterior, nos quais são verificadas as necessidades energéticas de uma planta industrial, contra as possibilidades e características de suprimento energético de diferentes sistemas de cogeração, indicamos abaixo uma tabela seletiva, considerando os seguintes critérios:



1. Atendimento da demanda de energia elétrica e térmica requerida pelo processo fabril,

2. O sistema de cogeração deve idealmente atender simultaneamente as demandas elétrica e térmica em sua configuração básica, com o mínimo de modificações ou sistemas auxiliares/paralelos,

3. Excedentes de energia elétrica são aceitos até um valor de 50% da demanda prevista pelo processo (possibilidade de venda). Sistemas que fornecerem mais energia elétrica do que térmica, irão atender a demanda térmica e exceder em relação à demanda elétrica do processo,

4. Excedentes de energia térmica que possam ser produzidos pelos sistemas de cogeração em suas diversas configurações, não serão aceitos, pois para o caso em estudo não se tem aplicação para este excedente.

E_e (kW)	S_e (kW)	E_e/S_e	Modelo	E_t (kW)	S_t (kW)	E_e/S_e S_e	E_{tot} (kW)	S_{tot} (kW)	M_{tot} (kg/h)
1978	61,8	8,97	3 AJ72-V*	6600	6163	1,07	167	7	1246

Tabela 5.10 - Consolidação da seleção de sistemas

CONFIGURAÇÃO	PARIDADE ELÉTRICA	PARIDADE TÉRMICA	ATENDIMENTO AOS CRITÉRIOS	PARECER FINAL
1. CG	falta	atende	fere critério 1	INACEITÁVEL
	atende	excede	fere critério 4	INACEITÁVEL
2. CG	atende	falta (COP = 0,7)	fere critério 1	INACEITÁVEL
	atende	atende (COP = 1,5)		ACEITÁVEL*
3. CC	atende	falta	fere critério 1	INACEITÁVEL
	excede	atende		ACEITÁVEL
4. CC	atende	atende	fere critério 1	INACEITÁVEL
	excede	atende	fere critério 3	INACEITÁVEL
5. MCI	atende	atende		IDEAL
6. MCI	atende	falta	fere critério 1	INACEITÁVEL
	excede	atende	fere critério 3	INACEITÁVEL
7. TV	atende	excede	fere critério 4	INACEITÁVEL
8. TV	atende	excede	fere critério 4	INACEITÁVEL

- Configurações com números ímpares indicam uso de chillers de compressão
- Configurações com números pares indicam uso de chillers de absorção
- * A opção de uso de um ciclo com turbina a gás simples mais chillers de absorção, requer um COP muito alto para este tipo de equipamento (1,5), o que pode não refletir uma condição realista. Contudo a exemplo de outras configurações, a adição de queimadores extras, poderia viabilizar facilmente este sistema, trabalhando com valores de COP mais baixos para os chillers de absorção.

Logo, das 8 configurações propostas, 3 foram selecionadas de acordo com os critérios adotados (isto é, basicamente a similaridade entre oferta (de energia do sistema) e consumo (energético da fábrica); são os sistemas/configurações, nesta ordem:

1. Motor de combustão interna a gás natural, gerando energia elétrica e vapor através a recuperação dos gases de escape. Chillers de compressão.

E_t (kW)	S_p (kW)	E_t/S_p	Modelo	E_{sc} (kW)	S_{sc} (kW)	E_{sc}/S_{sc}	E_{exc} (kW)	S_{exc} (kW)	M_{gn} (kg/h)
5998	6148	0,97	3 AT12-V*	6600	6165	1,07	167	7	1246

2. Ciclo a gás natural, combinado turbina a gás e turbina a vapor para geração de energia elétrica, com caldeira de recuperação para geração de vapor e geração de água gelada através de chillers de compressão;

E_t (kW)	S_p (kW)	E_t/S_p	E_{sc} (kW)	S_{sc} (kW)	E_{sc}/S_{sc}	E_{exc} (kW)	S_{exc} (kW)	M_{gn} (kg/h)
5998	6148	0,97	8857	6200	1,43	2859	52	1671

3. Ciclo a gás natural, simples, gerando vapor através de caldeira de recuperação de gases quentes da turbina. Chillers de absorção.

E_t (kW)	COP	S_{ch} (kW)	S_p (kW)	E_t/S_p	E_{sc} (kW)	S_{sc} (kW)	E_{sc}/S_{sc}	E_{exc} (kW)	S_{exc} (kW)	M_{gn} (kg/h)
3710	0,5	16896	23044	0,16	3952	11350	0,35	242	-11694	746
3710	0,7	12067	18215	0,20	3952	11350	0,35	242	-6865	746
3710	0,9	9387	15535	0,24	3952	11350	0,35	242	-4185	746
3710	1,1	7680	13828	0,27	3952	11350	0,35	242	-2478	746
3710	1,3	6478	12646	0,29	3952	11350	0,35	242	-1296	746
3710	1,5	5632	11780	0,32	3952	11350	0,35	242	-430	746

- O sistema de cogeração sugerido para a opção 3 é o UST 4000.

5.8 ANÁLISE ECONÔMICA

A análise econômica dos vários ciclos de cogeração previstos requer primeiramente a valorização de cada componente básico de cada sistema para a formação do custo de aquisição dos equipamentos, como Turbinas a Gás (Ciclo Brayton) ou Motor de Combustão Interna Alternativo (Ciclo Diesel), Caldeira de Recuperação, Gerador Elétrico e Turbina a Vapor. Outros equipamentos de alto custo como chiller de compressão ou absorção, compressores e outros mais que complementem a operação da casa de utilidades,

também devem ser listados. Sistemas periféricos de controle e proteção, complementam os gastos com equipamentos.

Evidentemente que uma outra série de custos, como detalhamento de projeto da planta de cogeração, liberação da obra, taxas e impostos, custos financeiros de eventuais empréstimos e seguros, etc..., podem facilmente impor um adicional de 30 a 40% sobre os custos da instalação da central de cogeração.

Os métodos de custeio de tais empreendimentos podem ser tão detalhados e precisos quanto se queira, levando em consideração ainda outros fatores não listados aqui. Contudo como não é objetivo deste trabalho a qualificação da melhor maneira de custear uma instalação desta natureza, apresentaremos uma forma simples e clara de se entender; como segue:

- Custo de Aquisição dos Equipamentos dos sistemas de cogeração, (C_{eqp}) tais como turbinas, caldeiras, geradores, transformadores, quadros de comando e proteção, etc.;
- Custo de engenharia, projeto, construção e instalação dos sistemas (C_{inst}); assumido com 50% dos custos de aquisição de equipamentos;
- Custo de operação e manutenção (C_{opm});
- Custo devido ao consumo de combustível para alimentação (C_{comb});
- Ganhos (possíveis) com a desativação ou venda de equipamentos antigos ou sua depreciação imediata (G_{des});

- Ganhos devidos a eventual economia nos gastos com energia, devido a cogeração com tarifas reduzidas (G_{red}), representado pela diferença entre as tarifas pagas para a concessionária e o custo da auto-geração;
- Ganhos devido ao aumento na confiabilidade do suprimento de energia. Estes ganhos podem ser muito relevantes quando se trata de processos contínuos (que não podem conviver com falta de energia, sob a pena do aumento de perdas). O fator confiabilidade, pode ainda afetar aquelas empresas que tem carteira completa, nas quais atrasos podem significar multas por atraso na entrega dos pedidos ou perdas nas fatias de mercado.
- Ganhos devido a possível venda de excedentes de energia elétrica para terceiros (G_{exc}).

O conjunto de que chamamos “ganhos” varia de acordo com cada situação específica, de forma que deve ser posteriormente analisado para cada caso.

Abaixo é apresentada uma tabela com os custos básicos de aquisição dos principais equipamentos constituintes dos ciclos de cogeração tratados aqui.

3.3.1 Composição Típica de Custos de Instalação

Para ilustrar a formação dos custos de uma planta de cogeração, apresenta-se um detalhamento típico para uma planta com capacidade para 20

Tabela 5.11 - Custos orientativos de alguns ciclos de cogeração

Ciclo ou Sistema de Cogeração	Custo de Instalação US\$/kW(*)	Custo Médio (Adotado) US\$/kW(*)	Custo O&M Fixo US\$/kWano	Custo O&M Variável (US\$/MWh)
A Gás Simples (Brayton)	1/10 MW: 390 - 500	1/10 MW: 450	1,0	1,0
Ciclo Combinado	2/10 MW: 1000 - 1200	2/10 MW: 1100	5,0	2,0
Motor Alternativo	2/10 MW: 200 - 300	2/10 MW: 250		
A Vapor (Rankine)	5/20 MW: 1000 - 1800	5/20 MW: 1400	2,0	2,0
Chiller de Compressão	100**	100		
Chiller de Absorção	300**	300		

- * O custo de investimento está baseado em valores FOB para os principais equipamentos constituintes e os sistemas de controle e proteção básicos de cada sistema.
- ** Os valores relativos aos chillers, já estão considerando todos os impostos.
- O&M: significa operação e manutenção.
- Todos os ciclos apresentados acima consomem gás natural, com custo de US\$ 0,168/kg (conversão US\$ 1,00 = R\$ 1,07)

FONTE: Balestieri, J. A Perrella- Tese de Doutorado

5.8.1 Composição Típica de Custos de Instalação

Para ilustrar a formação dos custos de uma planta de cogeração, apresenta-se um detalhamento típico para uma planta com capacidade para 20

MW_e, composta de um conjunto de turbina a gás com capacidade de uso de dois diferentes combustíveis, caldeira de recuperação com queimador suplementar e sistemas de controle de emissão de NO_x. É importante ressaltar que tais valores podem variar significativamente de acordo com características específicas de cada local. Os valores abaixo são representados em dólares americanos, relativos a custos de 1991:

- **Sistema da Turbina a Gás**

- Turbina a gás, gerador elétrico e equipamentos auxiliares 8600000
- Compressores de gás natural, filtragem e sistemas de proteção .. 440000
- Tanques de estoque de água destilada 115000

Subtotal: 9155000

- **Sistema de Produção de Vapor**

- Caldeira de Recuperação com queimador suplementar..... 2430000
- Sistema de tratamento de água.....360000
- Condensador e bombas de alimentação de água....440000

Subtotal: 3230000

Total: US\$ 2000000



- **Sistema Elétrico**

- Transformadores e Sub-estação335000
- Acoplamentos eletromagnéticos e controles.....115000
- Interconexão de utilidades.....460000

Componentes de Custo	Percentual relativo a cada componente sobre o Valor Total
Sistema de Turbina a Gás	45%
Sistema de Produção de Vapor	15%
Sistema Elétrico	5%
Subtotal de Equipamentos	65%
Serviços de Engenharia e Instalação	25%
	10%

Subtotal: 910000

- **Serviços de Engenharia e Instalação**

- Projeto1155000
- Construção.....660000
- Sala de controle e sistemas de manutenção.....335000
- Instalações elétricas de campo.....880000
- Instalações mecânicas de campo.....1540000
- Movimentação e transporte de equipamentos.....330000

Subtotal: 4900000

- **Custo Total da Planta de Cogeração**

- Equipamentos, Serviços de Engenharia & Instalação.....18195000
- Contingências (cerca de 10%).....1805000

Total: US\$ 20000000

Em termos percentuais temos que:

Tabela 5.12 - Composição genérica de custos de sistema de cogeração

Componentes de Custo	Percentual relativo a cada componente sobre o Valor Total (aprox.)
Sistema da Turbina a Gás	45%
Sistema de Produção de Vapor	15%
Sistema Elétrico	5%
Subtotal de Equipamentos	65%
Serviços de Engenharia e Instalação	25%
Contingências	10%

O custo geral da planta de cogeração no exemplo acima, ficou por volta de US\$ 1000/MW, o qual se confirma com informações reais colhidas de locais com instalações recentes, como uma planta similar ao exemplo acima, instalada em 1993 na fábrica da Kodak do Canadá, que custou cerca de US\$ 4500000,00 para uma potência elétrica gerada de 4500 kW.

Recente cotação realizada no mercado nacional com intuito de pesquisar os custos de implantação de uma planta de cogeração, baseada em motores de combustão interna alternativos consumindo gás natural, com potência elétrica gerada de 4,0 MW, foi avaliada em valores que atingiam até US\$ 4000000,00, ou seja, US\$ 1000,00/MW. Este valor contempla os custos necessários para a interligação do sistema de cogeração com a atual casa de utilidades, mas mesmo assim se situa num patamar muito acima dos valores sugeridos na tabela anterior, que sugere US\$ 250/MW, ou seja, apresenta-se 4 vezes maior.

Contatos com fornecedores de sistemas de cogeração (como a Rolls Royce Power Venture) indicam que a elevação destes custos advém basicamente de 3 razões:

- Grande volume de impostos que incidem sobre os equipamentos componentes dos sistemas de cogeração, os quais em sua maioria são importados,
- Altos custos de projeto e instalação cobrados por empresas montadoras brasileiras,
- Falta de concorrência acirrada entre os ofertantes de sistemas de cogeração.

Tabela 3.13 - Sugestão de custos unitários para sistemas de cogeração

Com base neste cenário, é possível reduzir os valores hoje apresentados através de estudos (internos às empresas) mais detalhados e a consulta a um maior número de fabricantes e instaladores deste sistemas. Dependendo da estrutura de engenharia disponível nas empresas, a instalação de tais sistemas pode ser conduzida diretamente com os fornecedores dos componentes dos sistemas de cogeração. Desta forma sugerimos considerar 90% de acréscimo no custo dos equipamentos, devido aos impostos de importação e outras taxações (Custo Brasil). Evidentemente que incentivos legais podem ser dados pelo Governo como forma de impulsionar tais instalações, a exemplo da tarifa especial para cogeração oferecida pela Comgás. Retornos em forma de crédito, como aqueles do sistema Draw-back ou outros que são possíveis quando o equipamentos são alocados como componentes do processo produtivo, não estão sendo considerados em nosso cálculo. Os custos de consultoria, fiscalização,

engenharia e instalação representariam 40% do custo para aquisição dos equipamentos componentes do sistema de cogeração.

Logo o custo de instalação de uma planta cogeneradora no nosso país (CICB), no caso de todos os componentes básicos serem importados, poderia ser estimado pela equação abaixo, que refletiria o aumento em relação aos custos de instalação internacionais (CICI);

$$\text{CICB} = \text{CICI} \cdot 1,90 \cdot 1,40 \tag{5.14}$$

Tabela 5.13 - Sugestão de custos unitários para sistemas de cogeração

Sistema de Cogeração	CICI (US\$/kW)	CICB (US\$/kW)
Ciclo a Gás Simples	450	1197
Ciclo Combinado	1100	2926
Ciclo Motor de Combustão Interna	250	665
Ciclo Simples com Turbina a Vapor	1400	3724

- Custos considerando os ciclos em suas configurações típicas.

5.8.2 Cálculo da Viabilidade Econômica dos Sistemas de Cogeração Selecionados

Concluindo a análise econômica dos três ciclos de cogeração escolhidos até esta etapa, sendo, um deles para atendimento direto das

necessidades da fábrica, considerando o mínimo de modificações na configuração básica do sistema e do processo e outro vislumbrando a possibilidade de ganhos com a venda de excedentes de energia elétrica. Este tópico mostrará além da viabilidade econômica de cada ciclo, uma comparação entre as estratégias de suprir somente a necessidade de consumo e o ganho com o excedentes.

Será utilizado o FRC (Fator de Recuperação de Capital) associado a economia promovida e investimento para instalação do sistema, como parâmetros para a avaliação das configurações. Do item anterior coletamos que:

Tabela 5.14 - Custos totais dos ciclos de cogeração selecionados

Ciclo ou Sistema de Cogeração	Custo Total (US\$)	Potência Elétrica Gerada (MW)	Custo Específico (US\$/MW)
Motor Combustão Interna	3990000	6,0	665
Ciclo Combinado	26041000	8,9	2926
Turbina a Gás	7370544	4,0	1843

- Ciclo Diesel, utilizando motor de combustão interna, consumindo gás natural, é o ciclo que melhor atende as necessidades energéticas da fábrica, em termos de sua relação E/S, suprimindo energia a chillers de compressão e seu custo inicial de implantação, e;
- Ciclo Combinado é aquele que melhor atende a possibilidade de venda de excedentes de energia elétrica em relação ao investimento inicial. É claro que o resultado de viabilidade para este caso, poderá ou não sugerir modificações no porte do sistema (caso seja economicamente atrativa a venda de energia elétrica);
- O ciclo com turbina a gás incorpora a utilização de chillers de absorção, reduzindo a quantidade de energia elétrica necessária. O custo total desta opção é o valor agregado do custo do sistema de cogeração propriamente dito e dos chillers de absorção. Esta possibilidade também será avaliada abaixo.

Logo;

Tabela 5.15 - Valores de FRC

Valores de n	$i = 5\%$ ao ano	$i = 10\%$ ao ano	$i = 15\%$ ao ano	$i = 20\%$ ao ano
	$E = FRC (K_f - K_e) \geq I$ (5.15)			
5	4,24	5,78	7,33	8,98
10	7,73	10,30	13,02	15,15
15	10,37	14,63	18,55	22,32

na qual a condição de atratividade é alcançada quando E é maior que I , ou quando seu retorno se faça num período de tempo aceitável pelos investidores; sendo:

E : Economia obtida com a implantação da planta de cogeração, (devido a utilização de energia produzida com custo mais baixo) (US\$/kW)

I : Investimento com a planta de cogeração (custo de instalação) (US\$/kW)

FRC: fator de recuperação de capital (ano)

K_f : custo anual total (eletricidade comprada da concessionária e energia térmica produzida internamente) (US\$/kWe.ano)

P_m : preço do óleo combustível (US\$/kWh)

K_e : custo de operação e manutenção anual da planta de cogeração (US\$/kWe.ano)

(Q / S) : relação entre geração de eletricidade e calor

N_{cal} : eficiência da caldeira

$$FRC = (1 + i)^n - 1 / (1 + i)^n \cdot i , \quad (5.16)$$

i : taxa anual de juros de aplicação financeira dos recursos (5.18)

n : tempo de amortização (anos)

sendo;

Tabela 5.15 - Valores de FRC

Valores de n	i = 5% ao ano	i = 10% ao ano	i = 15% ao ano	i = 20% ao ano
5	4,24	3,78	3,33	2,98
10	7,75	6,20	5,02	4,15
15	10,37	7,63	5,85	4,32
20	12,38	8,59	6,16	4,85

- A avaliação dos valores de FRC da tabela, demonstra que este aumenta com o tempo de amortização, e com a diminuição taxa de juros (i).

$$K_f = t.(P_e + P_{fo} /((E' / S') \cdot N_{cald})) + P_p,$$
 (5.17)

sendo;

t : tempo de operação do ciclo de cogeração (h/ano)

P_e : preço da energia comprada da concessionária (US\$/kWh)

P_{fo} : preço do óleo combustível (US\$/kWh)

P_p : preço da potência contratada (US\$/kWano)

(E' / S') : relação entre geração de eletricidade e calor

N_{cald} : eficiência da caldeira (%)

$$K_e = t . ((P_{fg}/N_{el}) + u) ,$$
 (5.18)

sendo;

P_{fg} : custo do gás natural (US\$/kWh)

u : custo de operação e manutenção dos equipamentos (US\$/kWh)

N_{el} : eficiência do ciclo em gerar energia elétrica (%)

Adotaremos os seguintes valores para a realização de um primeiro cálculo de viabilidade econômica; ou seja;

Tabela 5.16 - Parâmetros para cálculo de viabilidade econômica

Parâmetro	Ciclo com Motor de Combustão Interna	Ciclo Combinado	Ciclo a Gás Simples
t (h/ano)	8640	8640	8640
P_e (US\$/kWh)	0,05	0,05	0,05
P_{fo} (US\$/kWh)	0,014	0,014	0,014
P_{fg} ((US\$/kWh)	0,010	0,010	0,010
P_p (US\$/kW.ano)	70	70	70
N_{cald} (%)	80	80	80
E_{sc}/S_{sc}	1,07	1,43	0,35
E_t/S_p	0,97	0,97	0,32
N_{el} (%)	32	50	32
u (US\$/kWeh)	0,029	0,029	0,029
N_g (%)	85	85	85

- Os sistemas de cogeração com motor de combustão interna e combinado, suprem energia elétrica a chillers de compressão, ao passo que, o ciclo com turbina a gás, está incorporado a chillers de absorção para o fornecimento de água gelada ao processo.
- Supondo que o custo com os funcionários e despesas gerais do casa de utilidades se mantivessem inalterados após a instalação do sistema de cogeração
- $PCI_{\text{óleo}} = 11,7 \text{ kW/kg} \rightarrow P_{fo} = \text{Custo do Óleo} / PCI_{\text{óleo}} \quad (5.19)$
- $PCI_{\text{gás}} = 17,4 \text{ kW/kg}$
- Custo do óleo combustível BPF 1A: US\$ 0,16 / kg
- Custo do gás natural : US\$ 0,18 /kg

Calculando K_f e K_e obtemos;

$$K_f = t \cdot (P_e + P_{fo} / ((E_t / S_p) \cdot N_{cald})) + P_p$$

Sistema de Cogeração	$K_f = \text{US\$ } 657,9 / \text{kW.ano}$	FRC (% a.a.)
Motor de Combustão Interna	0,83	5,85
Ciclo a Gás Simples	2,29	5,85
Ciclo Combinado	$K_e = t \cdot ((P_{fg} / N_{ei}) + u)$	5,85

$$\bullet \text{ Pay-back} = (1/E) \quad (5.20)$$

$$K_{emci} = \text{US\$ } 520,6 / \text{kW.ano}$$

$$K_{ecc} = \text{US\$ } 423,4 / \text{kW.ano}$$

$$K_{ecgs} = \text{US\$ } 520,6 / \text{kW.ano}$$

$$G_{ve} = E_{exc} \cdot \text{tempo de suprimento} \quad (5.21)$$

Considerando-se tempo de depreciação (n) de 15 anos a uma taxa anual de 15%, obtemos FRC de 5,85.

Inserindo estes valores na equação 5.14;

$$E_{mci} = \text{FRC} (K_f - K_{emci}) = 5,85 (657,9 - 520,6) \rightarrow E_{mci} = \text{US\$ } 803,2 / \text{kW.ano}$$

$$E_{cc} = \text{FRC} (K_f - K_{ecc}) = 5,85 (657,9 - 423,4) \rightarrow E_{cc} = \text{US\$ } 1371,8 / \text{kW.ano}$$

$$E_{cgs} = \text{FRC} (K_f - K_{ecgs}) = 5,85 (657,9 - 520,6) \rightarrow E_{cgs} = \text{US\$ } 803,2 / \text{kW.ano}$$



Consolidando os resultados na tabela abaixo, obtemos os valores de retorno de investimento (*pay-back*) e a taxa interna de retorno, conforme apresentado abaixo:

Sistema de Cogeração	Pay-back (anos)	FRC (% a . a .)
Motor de Combustão Interna	0,83	5,85
Ciclo a Gás Simples	2,29	5,85
Ciclo Combinado	2,13	5,85

• $\text{Pay-back} = (I / E)$ (5.20)

A alternativa de instalação do ciclo combinado, conta também com a venda dos excedentes de energia elétrica produzida. O ganho de receita com a venda deste excedente (Gve) pode ser representado por;

$$\text{Gve} = \text{Eexc} \cdot \text{tarifa} \cdot \text{tempo de suprimento} \quad (5.21)$$

$$\text{Gve} = 2859 \text{ kW} \cdot 0,040 \text{ US\$/kWh} \cdot 8640 \text{ h/ano}$$

$$\text{Gve} = \text{US\$ } 988070 / \text{ano}$$

Tabela 5.17 - Variação do Pay-back com a taxa e tempo de amortização

n (anos)	i (% a a)	FRC (aa)	Emci (US\$ / kW)	Pay- back mci (anos)	Ecc (US\$ / kW)	Pay- back cc (anos)	Ecgs (US\$ / kW)	Pay-back cgs (anos)
5	5	4,24	582,15	1,14	994,28	2,94	582,15	3,16
5	10	3,78	518,99	1,28	886,41	3,30	518,99	3,55
5	15	3,33	457,21	1,45	780,88	3,75	457,21	4,03
5	20	2,98	409,15	1,62	698,81	4,19	409,15	4,50
10	5	7,75	1064,07	0,62	1817,37	1,61	1064,07	1,73
10	10	6,20	851,26	0,78	1453,90	2,01	851,26	2,16
10	15	5,02	689,25	0,96	1177,19	2,48	689,25	2,67
10	20	4,15	569,79	1,17	973,17	3,01	569,79	3,23
15	5	10,37	1423,80	0,47	2431,76	1,20	1423,80	1,29
15	10	7,63	1047,60	0,63	1789,23	1,63	1047,60	1,76
15	15	5,85	803,21	0,83	1371,82	2,13	803,21	2,29
15	20	4,32	593,14	1,12	1013,04	2,89	593,14	3,11
20	5	12,38	1699,78	0,39	2903,11	1,01	1699,78	1,08
20	10	8,59	1179,41	0,56	2014,36	1,45	1179,41	1,56
20	15	6,16	845,77	0,79	1444,52	2,02	845,77	2,18
20	20	4,85	665,91	1,00	1137,32	2,57	665,91	2,77

- $(K_f - K_{emci}) = (K_f - K_{ecgs}) = \text{US\$ } 137,3 / \text{kW.ano}$
- $(K_f - K_{ecc}) = \text{US\$ } 234,5 / \text{kW.ano}$
- Investimento numa central cogeração baseada em motores de combustão interna ($K_{mci} = \text{US\$ } 665 / \text{kW}$)
- Investimento numa central de cogeração baseada em ciclo combinado ($K_{cc} = \text{US\$ } 2926 / \text{kW}$)

5.9 Seleção Econômica do Sistema de Cogeração

Da mesma maneira que se procedeu para a seleção técnica dos vários ciclos de cogeração apresentados, estabeleceremos abaixo critérios econômicos para esta etapa de seleção, quais sejam:

1. Sistema que exigir menor investimento inicial total
2. Sistema que oferecer menor valor de *pay-back* (I/E), uma vez que este valor representa a melhor relação entre ao investimento (I) para a instalação e operação do sistema de cogeração e a economia (E) proporcionada pelo mesmo.

Pela avaliação das tabelas 5.14 e 5.17, determina-se que o ciclo de cogeração baseado em motores de combustão interna, apresenta menor investimento para instalação e menor tempo de *pay-back* em relação à alternativa com ciclo combinado. O ganho com a venda de energia elétrica excedente produzida pelo ciclo combinado não foi considerada para comparar-se os 2 sistemas, sendo deixada como característica estratégica a ser utilizada de acordo com os planos e características do usuário do sistema.

Combinando-se os resultados da escolha técnica com a econômica, define-se o sistema de cogeração por motores de combustão interna (Ciclo Diesel) como o mais adequado a aplicação para o estudo de caso proposto no capítulo 4.



Uma outra importante característica importante de sistema, que não foi explorada em nossas considerações iniciais, é a alta confiabilidade de garantia de suprimento de energia ao processo. Motores de combustão interna alternativos apresentam confiabilidade equivalente às turbinas a gás aero-derivativas, ou seja em torno de 98%, que aliado a configuração apresentada de 3 motores (para totalizar a potência requerida pelo processo), reduzem fortemente a probabilidade de todos os motores falharem ao mesmo tempo, possibilitando que processos críticos tenham seu suprimento energético com baixíssimo risco de falha.



CAPÍTULO 6

COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

Apesar de vivermos num país privilegiado por obter energia elétrica de uma fonte por aqui abundante; o potencial hidrelétrico das água dos rios; explorado como principal fonte energética do país, o risco de um colapso energético não está afastado; especialmente nas regiões sul e sudeste, maiores pólos consumidores do país.

O aumento no consumo de energia elétrica não vem acompanhado de investimentos proporcionais na instalação de novas centrais geradoras, e já demonstram seu efeito negativo nos dias de hoje, através de interrupções no suprimento de energia, especialmente no horário de pico, popularizando a palavra inglesa “black-out”.

O potencial de suprimento do sistema interligado das regiões sul, sudeste e centro-oeste, é hoje de 42000 MW (segundo assessoria de imprensa da EletroPaulo em entrevista ao Jornal Valeparaibano, 10/08/1997), sendo que em julho o consumo atingiu a 95% deste total, utilizando a reserva estratégica de 5%, mantida para garantir o suprimento em casos de mudanças súbitas no consumo (associadas a mudanças climáticas por exemplo).



■ **Fontes renov** A empresa que tomamos para estudo de caso, acumulou prejuízo estimado em US\$ 100000, durante 24 e 24 de abril de 1997, devido a paralisação da produção durante várias horas, perda de produto causada por falhas nos equipamentos que também foram danificados com o retorno em sobre tensão da energia elétrica. Nestes dois dias, as quedas de energia, ocorreram entre as 18 e 19 horas, indicando que o sistema não suportou a demanda do horário de pico.

energia elétrica Vários estados do Sul e Sudeste do país foram afetados. Em São José dos Campos, uma pessoa morreu num acidente automobilístico no momento da interrupção no fornecimento de energia.

instalar um sistema Associado a isto, o sistema baseado em geração de energia hidroelétrica está sujeito a variação do nível dos reservatórios, de acordo com o clima em suas épocas de chuva e seca. Os enormes custos, longos prazos para entrar em operação e impacto ambiental devido a destruição de fauna, flora e comunidades locais, dificultam a alternativa hidrelétrica.

O uso de tecnologias passivas, como o emprego de materiais isolantes térmicos nos prédios comerciais e industriais (reduzindo a necessidade de condicionamento forçado), e tecnologias ativas (ex.: motores elétricos de eficiência mais alta), tem acontecido de forma mais freqüente e ilustram maneiras de se economizar energia.

Fonte: H&V Na busca de fontes alternativas de energia ou de modos alternativos de se gerar energia elétrica, podemos didaticamente dividir tais alternativas em:



■ Fontes renováveis ou não renováveis

■ Formas poluidoras ou não poluidoras

Fontes renováveis de energia como a energia solar, eólica e àquela advinda de biomassa são alternativas possíveis, e a solar e a eólica trazem vantagem extra de contar com processos não poluentes para sua conversão em energia elétrica. A dependência do clima e disseminação da tecnologia, trazem limitações ao suprimento de energia em grande quantidade.

De uma forma simplificada, pode-se dizer que as razões para se instalar um sistema de cogeração estão na tabela abaixo:

Tabela 6.1 - Razões para instalar uma central de cogeração

Razão	Fator de Decisão
Econômico	Redução nos gastos com alta eficiência na geração de energia e/ou venda de excedentes
Estratégico	Autonomia de operações, independência do fornecimento da rede e confiabilidade de suprimento de energia. Atendimento de demandas emergentes em curto prazo.
Político	Ser pioneiro no uso de cogeração, preservação do meio ambiente

Fonte: Hess, Heinrich. Combined Heat and Power: High Value Energy with Maximum Fuel Exploitation - H&V Engineer, Volume 63, No 703 - 1990.

Objetivando mostrar que os sistemas de cogeração apresentados, utilizando gás natural como combustível primário se encaixam no espaço das



soluções definido no diagrama abaixo e como se pode seleccionar e avaliar a viabilidade da implantação destes sistemas numa unidade industrial por exemplo:

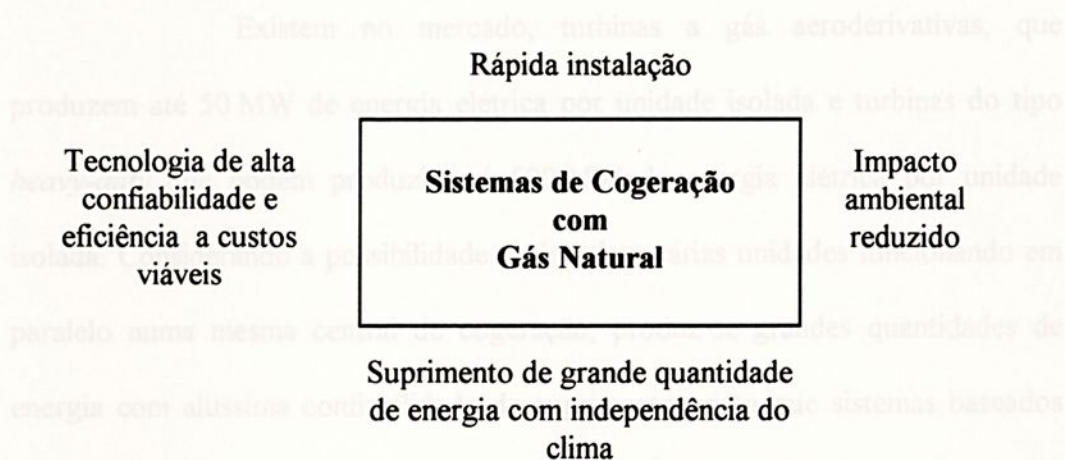


FIGURA 6.1 - Representação gráfica de uma solução para suprimento de energia atendendo as condições de contorno apresentadas.

- **Rápida instalação**

Informações apresentadas no capítulo 3 demonstram que a maioria das instalações de sistemas de cogeração se fazem num prazo entre 8 e 24 meses, para potências elétricas variando de 3 a 500 MW. Uma montagem praticamente modular dos sistemas de cogeração, proporciona prazos curtos, especialmente quando comparados as hidrelétricas (exemplo da usina hidrelétrica de Porto Primavera, que completa o 17º ano de construção).

- **Suprimento de grande quantidade de energia com independência do clima**

Existem no mercado, turbinas a gás aeroderivativas, que produzem até 50 MW de energia elétrica por unidade isolada e turbinas do tipo *heavy-duty* que podem produzir até 500 MW de energia elétrica por unidade isolada. Considerando a possibilidade de instalar várias unidades funcionando em paralelo numa mesma central de cogeração, produz-se grandes quantidades de energia com altíssima confiabilidade de suprimento, visto que sistemas baseados em turbinas a gás por exemplo, superam 98 % de confiabilidade por unidade. O suprimento de gás natural já é hoje uma realidade na matriz energética brasileira, pois no Vale do Paraíba, região de São José dos Campos, um City Gate, supre 500000 m³/h a partir da bacia de Santos. A efetivação do convênio com a Bolívia para a importação de gás natural proporciona a garantia no suprimento de gás em quantidade suficiente para a produção de energia elétrica em grandes quantidades, quer seja diretamente nas empresas consumidoras ou em centrais de suprimento geral. Sistemas como os apresentados, podem também operar apenas em horários de pico, fornecendo o complemento necessário de energia para manter o suprimento estabilizado. Esta estratégia pode ser usada numa central de suprimento a uma cidade ou numa fábrica.

Tecnologia de alta confiabilidade e eficiência a custos viáveis

A variedade de sistemas de cogeração em suas diferentes configurações (o capítulo 5 apresenta 8 configurações básicas a partir de 4 diferentes sistemas) e a ampla faixa de razões de energia elétrica por energia térmica ($0,1 < E/S < 2,4$) possibilitam a “personalização” de uma solução técnica mais adequada a necessidade específica de cada consumidor. Uma análise de viabilidade econômica detalhada mostrou curtos prazos de retorno do capital (pay-back) investido em cogeração, que para as três opções geradas para atender ao estudo de caso proposto no capítulo 4, se apresentaram entre 1 e 4 anos. A avaliação técnica e econômica para implantação de um sistema de cogeração deve ser conduzida em detalhes e sem pressa, pois as 3 opções listadas; sistema com motor de combustão interna, ciclo combinado e ciclo a gás com *chillers* de absorção, diferentes entre si, se mostraram interessantes. No caso do ciclo combinado, a venda de excedentes de energia elétrica, a uma tarifa de US\$ 0,040 / kWh, retorna uma receita de quase 1 milhão de dólares por ano.

O uso de *chillers* de absorção fornece interessante alternativa para o uso do calor rejeitado nos motores e turbinas, visto que nosso país de clima tropical requer consumo de energia para condicionamento e/ou resfriamento de ambientes e processos.

A geração de energia com alta eficiência, e a produção de energia elétrica e térmica se adequa a necessidade de muitas empresas que utilizam por exemplo vapor em seus processos industriais. Como foi citado antes, o uso de



sistemas de cogeração em horários de pico, pode trazer reduções nos valores pagos nos contratos de demanda e até evitar um possível pagamento de multas caso ocorra um consumo maior que o valor contratado. Como tais contratos registram valores medidos a cada 15 minutos, existe a possibilidade de se incorrer em multa pela entrada de uma carga por breve período de tempo.

Vale frisar a alta confiabilidade de funcionamento de motores de combustão interna, turbinas a gás e a vapor, os quais apresentam valores próximos a 98% e como são modulares, isto é, podem se instalar várias unidades motoras para suprir um mesmo consumidor, pode-se reduzir ainda mais o risco de falha no suprimento de energia.

- **Impacto ambiental reduzido**

A alta eficiência dos ciclos de cogeração (valores globais em torno de 85%) racionaliza o uso do combustível primário reduzindo também o impacto ambiental pela utilização de uma menor quantidade do combustível fóssil para se gerar a uma dada demanda de energia. O gás natural apresenta os mais baixos valores de emissão de poluentes quando comparado aos combustíveis mais utilizados, como carvão e óleo BPF e diesel. Como outro benefício é intrinsecamente seguro por ser mais leve que o ar, um eventual vazamento na área de trabalho tende a se dispersar e como não forma condensados ácidos nas

chaminés de exaustão de caldeiras, proporcionam um aumento de rendimento, mesmo quando usados em queima direta.

Procuramos focar os pontos mais interessantes da avaliação de uso de sistemas de cogeração ao longo dos capítulos deste trabalho, de forma a proporcionar ao leitor uma compreensão detalhada de cada etapa e da sequência escolhida. Não nos prendemos muito a precisão dos resultados, em favor de uma visão ampla e qualitativa das oportunidades de uso dos ciclos de cogeração com gás natural, focando o atendimento de uma solução realista e capaz de reverter o preocupante quadro de suprimento de energia em nosso país.

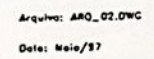
FLUXOGRAMA REAL DE UMA PLANTA DE
COGERAÇÃO BASEADA EM CICLO A GÁS
SIMPLES



ANEXO

FLUXOGRAMA REAL DE UMA PLANTA DE COGERAÇÃO BASEADA EM CICLO A GÁS SIMPLES





REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABBOTT, M. M. e VAN NESS, H. C., Termodinâmica, Editora McGraw Hill, 1992.(3).

BALESTIERI, J. A. P. Planejamento de Centrais de Cogeração: Uma Abordagem Multi-objetiva. Tese de Doutorado, UNICAMP, 1994.(3,5).

BOUVET, J. , Convergences pour la cogénération, Revue de l'énergie, No. 430, 1991.

CHOWDHURY, B. H. Emission Control Alternatives.(3).

Comitê de Conservação e Geração de Energia. Eastman Kodak Company. 1987.(1).

Combined-cycle plants: the way forward to a more efficient and ecology conscious thermal power industry, Thermal Engineering 37 (3) ,1990.

COSTA, ENNIO C. da, Refrigeração, São Paulo, Editora Edgard Blucher, 1982.(3,4).



DESTIVAL, C., La production décentralisée d'électricité, Revue de l'énergie, No. 430, 1991.

FINCKH, H. H. e PFOST, H. Development Potential of Combined-Cycle (GUD) Power Plants With or Without Supplementary Firing).(3).

GEORGE, J. P., La cogénération : le gaz naturel au service de la performance économique, Revue de l'énergie, No. 430, 1991.

GAS TURBINE PERFORMANCE, School of Mechanical Engineering, Cranfield University, Lecture Notes, 1994.

GÁS NATURAL E A INDÚSTRIA. Coleção José Ermírio de Moraes, Publicação CNI, 1989.(2).

Gas Turbine World HANBOOK, Budget Pricing for Basic Gas Turbine Packages, 1991 (5).

HESS, H., Combined Heat and Power: High Value Energy with Maximum Fuel Exploitation, H & V Engineer, Volume 63 No 703 (6).

Jornal Valepaibano, página 5, de 10 de agosto de 1997 (1,6).

KIRCHSTEIGER, C. e BALLING, L., Assesment of Combined Cycle Power Plants Designs, Power Technology International, 1994.

NAJJAR, Y. S. H. e AKYURT, M., Combined Cycles with Gas Turbine Engines, Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 14, No.2, pp93-103, 1994.

NATURAL GAS UNIT, Nov. 1989.(2).

Notas e Informes Técnicos da COMGAS, 1995.(2).

Notas dos Anais do Congresso da Abiquim, 1995.(2).

POULALLION, P. Manual do Gás Natural, Coleção José Ermírio de Moraes, 1986.(2).

Publicação Técnica ABB No. CH-KW 2007 88 E.(3).

Publicação Técnica ABB CH-KW 129887 E (5).

Publicação técnica de motores a combustão interna Cotema/Waukesha. (3).

Publicação Técnica ABB No. CH-KW 2009 90 E.



Publicação Técnica ABB No. CH-T 040 212 E.

Revista ABRAVA número 157, Maio/Junho de 1997.(4).

Rolls Royce Power Ventures, U.S. Turbine Cogeneration Units List; 1996. (3).

ROSSITER, A . P., Criteria for Integration of Combined Cycle Cogeneration Systems in the Process Industries, Heat Recovery Systems & CHP Vol.10, No. 1 , pp. 37 - 48, 1990.

SCHIMITT, O.A., Gas Wervendung. World Bank, , 1974.(2).

SILVA, REMI B.; Manual de Termodinâmica e Transferência de Calor, EPUSP, 1968.(3).

STEINER, A. e BONFILS, M., Combined Gas Turbine/Steam Plant for Paper Mill, Sulzer Technical Review, 1983.(3).

Keywords: cogeneration, gas turbine, steam turbine, technical and economical feasibility



COSTA, M.H.A . *Feasibility analysis of cogeneration systems with natural gas*. Guaratinguetá, 1997, 181 p.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho".

ABSTRACT

Thinking about real problems to guarantee power supply to all industries operating in our country and looking for a technical proposal which could get together high power generation efficiency and reliability, feasible costs and installation lead time associated with environment conservation, we suggested and described cogeneration systems consuming natural gas. Among several different kinds of cogeneration systems, 4 of the most known ones were chosen and described carefully, ie, Brayton cycle (gas turbine as prime mover), combined gas and steam turbine cycle, Diesel cycle (reciprocating engines as prime mover) and finally Rankine cycle (steam turbine as prime mover). We brought data from a chemical industry installed on this region for a case study, in order to orientate us how to select a specific cogeneration system. Absorption chillers utilization were introduced as an option to provide cold fluids (as cold water) from heat produced by those cogeneration systems, considering Brazilian warm weather and the great amount of energy that is used for air conditioning and refrigeration systems.

The cogeneration systems technical selection and economic feasibility methods were developed to give to the readers, all basic information to apply this investigation to another scenario. Qualitative results were emphasized instead of quantitative ones, due to assumption made about all cost of the components for those systems. We consider these assumptions do not invalidate the basic purpose of this work, ie, supply basic information about cogeneration systems technology and respective application to a national situation.

Keywords: natural gas, cogeneration systems, technical and economical feasibility.

COSTA, M.H.A. *Análise da viabilidade de sistemas de cogeração com gás natural*. Guaratinguetá, 1997, 181 p.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho".

RESUMO

Motivados pela preocupação com o suprimento de energia elétrica ao parque industrial de nosso país e tendo em vista a uma proposta de solução que congregasse alta eficiência e confiabilidade, com custos e prazos de instalação viáveis e conservação ambiental, descrevemos a utilização de sistemas de cogeração com gás natural. Dentre os vários tipos de sistemas de cogeração, detalhamos 4 dos mais utilizados sistemas, ou seja, o ciclo Brayton (com turbina a gás), o ciclo combinado de turbinas a gás e a vapor, o ciclo Diesel (de motores de combustão interna) e o Rankine (que utiliza turbina a vapor como gerador inicial de potência mecânica de eixo). Foi adotado o caso real de uma indústria química da região para ilustrar o método de seleção de sistemas de cogeração. Apresentou-se a possibilidade de uso de chillers de absorção como opção para o aproveitamento da energia térmica gerada pelos sistemas de cogeração, visto que num país tropical como o nosso, a demanda de fluídos refrigerantes sempre se mostrou grande consumidor de energia, principalmente a elétrica.

A seleção técnica e análise de viabilidade econômica da aplicação de um sistema de cogeração foi conduzida em detalhes para fornecer ao leitor as informações básicas para aplicação em um outro cenário. Concentrou-se em resultados mais qualitativos do que quantitativos, uma vez que estimativas foram feitas nos vários componentes que formam os custos finais da implantação de uma central de cogeração; mas que no nosso entender não comprometem o objetivo inicial de fornecer informações básicas sobre a tecnologia de sistemas de cogeração e sua aplicabilidade a nossa realidade.

Palavras-chave: gás natural, sistemas de cogeração, viabilidade técnica e econômica.

