

UNICAMP - UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

TESE DE DOUTORADO

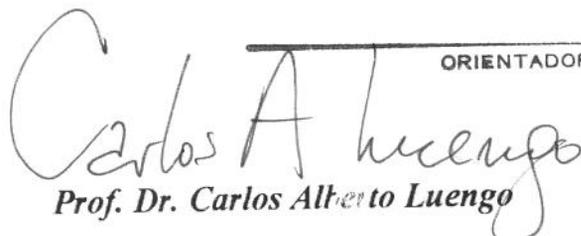
SETEMBRO DE 1994

**COGERAÇÃO DISSEMINADA
PARA PEQUENOS USUÁRIOS:
ESTUDO DE CASOS PARA
O SETOR TERCIÁRIO**

Por: José Luz Silveira

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL
DA TESE DEFENDIDA POR José Luz
SILVEIRA E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 14 / 09 / 94

ORIENTADOR:


ORIENTADOR
Prof. Dr. Carlos Alberto Luengo

NÚMERO DE PUBLICAÇÃO FEM: 41 '94

UNICAMP - UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

*COGERAÇÃO DISSEMINADA PARA PEQUENOS USUÁRIOS:
ESTUDO DE CASOS PARA O SETOR TERCIÁRIO*

Por: *José Luz Silveira*

Orientador:

Prof. Dr. Carlos Alberto Luengo ^{+b}

Aprovado por:

Carlos A Luengo

Prof. Dr. Carlos Alberto Luengo, Presidente

S. V. Bajay

Prof. Dr. Sergio Valdir Bajay

José Tomaz Vieira Pereira

Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira

Luis Roberto Carrocci

Prof. Dr. Luis Roberto Carrocci

Ivan Azevedo Cardoso

Prof. Dr. Ivan Azevedo Cardoso

Campinas, 14 de setembro de 1994

RESUMO

Apresentam-se estudos técnico-econômicos de cogeneradores compactos, na faixa de 25 kW a 4 MW, baseados em motores de combustão interna e turbinas a gás, aplicados a alguns segmentos do setor terciário, que se revelam como alternativas viáveis para a geração descentralizada de energia.

Inicialmente se discute os conceitos e tecnologias relativos a cogeração num âmbito geral, seguido do estudo de adequação correspondente para analisar aquelas tecnologias aplicáveis ao setor terciário (hospitais, universidades, shopping centers, hotéis, restaurantes, prédio de escritórios, etc).

Logo após, desenvolve-se uma metodologia para o estudo de um cogenerador utilizando motor de combustão interna acoplado a sistema de refrigeração por absorção, visando a produção de eletricidade e ar frio para uma sub-unidade universitária. Esta metodologia consta da análise energética e de viabilidade econômica, para sistemas utilizando três tipos de combustíveis: óleo diesel, álcool hidratado e gás natural.

Em outra etapa, é efetuada a análise de cogeneradores com turbinas a gás utilizando os gases de exaustão como fonte de energia para a produção (além de eletricidade) de vapor em caldeira de recuperação sem queima suplementar de combustível, ou de água gelada em sistema de refrigeração por absorção, de modo a suprir parte ou a totalidade das necessidades energéticas de um hospital. Nesse estudo considera-se o gás natural como combustível.

Em última etapa, são abordados os aspectos institucionais da cogeração, onde são consideradas as experiências de alguns países da Europa, a legislação nos E.U.A. e a legislação pertinente no Brasil.

Finalmente, conclui-se que os cogeneradores compactos, utilizando motores de combustão interna e turbinas a gás, podem propiciar excelentes oportunidades para a aplicação em segmentos do setor terciário, de modo a fortalecer a geração descentralizada no cenário energético nacional. É preciso considerar que a cogeração no setor terciário é uma alternativa

sensível do ponto de vista econômico, exigindo métodos especiais de dimensionamento, seleção de equipamentos e definição de arranjos contratuais associados ao suprimento de eletricidade e combustíveis.

VITA

José Luz Silveira

FORMAÇÃO:

- .Licenciado em Matemática, Itajubá, MG, 1985,
Fundação de Ensino e Pesquisa de Itajubá (FEPI).
- .Engenheiro Mecânica, Itajubá, MG, 1986,
Escola Federal de Engenharia de Itajubá (EFEI).
- .Mestre em Engenharia Mecânica, Itajubá, MG, 1990,
Escola Federal de Engenharia de Itajubá (EFEI).

ATIVIDADES PROFISSIONAIS:

- .Professor do Departamento de Energia,
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá (FEG);
Universidade Estadual Paulista (UNESP);
Guaratinguetá, SP, (1989 - ____).
- .Engenheiro (Área de Termoplásticos);
Horaminas - Relógios e Instrumentos S.A.;
Itajubá, MG, (1986 - 1988).
- .Professor do Instituto Nacional de Telecomunicações (INATEL);
Santa Rita do Sapucaí, MG, (1988 - 1989).
- .Professor da Fundação de Ensino e Pesquisa de Itajubá (FEPI);
Itajubá, MG, (1985 - 1988).

PUBLICAÇÕES MAIS IMPORTANTES:

"A Cogeração no Setor de Papel e Celulose", Revista Eletricidade Moderna, Vol.187, 1989.

"Estudo de Sistema de Cogeração Aplicado a Fabricação de Papel e Celulose", dissertação de mestrado, agosto de 1990, Itajubá, MG.

"Study of Energy Cost and Availabilities in Cogeneration Systems Associated to Cellulose Plants", Proceedings of the 6th European Conference on Biomass for Energy - Industry and Environment, Athens, Greece, april 1991.

"Otimização de Operação de um Sistema Hidrelétrico Utilizando Reservatório Equivalente", Anais do V Simpósio Luso-Brasileiro de Hidráulica e Recursos Hídricos, Rio de Janeiro, outubro de 1991.

"Thermoeconomic Functional Analysis Applied In Cogeneration Systems Associated to Cellulose Plants", Proceedings of the ECOS'92 - The International Symposium On Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy Systems, Zaragoza, Spain, june 1992.

"Economic and Technical Feasibility Study of a Combined-Cycle Cogeneration System Associated With Cellulose Plants", Proceedings of the 6th International Conference on Gas Turbine in Cogeneration and Utility Industrial and Independent Power Generation - ASME COGEN-TURBO-1992, Houston, U.S.A., september 1992.

"Uma Alternativa de Geração de Potência Empregando Turbina a Gás para a Indústria de Papel e Celulose", Anais do XII SNPTEE - Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Recife, setembro de 1993.

"A Case Study of a Compact Cogenerator Using Different Fuels", Proceedings of the Second Asian-Pacific International Symposium on Combustion and Energy Utilization, Beijing, China, october 1993.

ABSTRACT

In this paper some cogeneration systems using small internal combustion engines and gas turbines in compact versions are analyzed, applied in some segments of the tertiary sectors that show themselves as feasible alternatives for rational decentralized energy production.

Initially the relative concepts and ordinary technologies of cogeneration systems are presented in a global manner, followed by the presentation of more appropriate technologies for the tertiary sectors (hospitals, universities, shopping centers, restaurants, hotels, office buildings, etc).

In the next step a methodology for the study of the compact cogeneration system is developed utilizing internal combustion engines associated with an absorption refrigeration system, to produce electricity and cold air for a building on the university campus. This methodology is applied to technical and economic analysis. Three fuels are considered.

In another step analyses of the cogeneration system using gas turbine associated with a waste recuperation boiler and absorption refrigeration systems are made using a similar methodology to that used in the step above. In this case the cogeneration systems are applied to produce electricity, steam or cold water for a hospital. Natural gas is the fuel considered.

In the last step the institutional aspects of the cogeneration are commented in which the experiences of some European countries, the U.S.A. legislation and the pertinent legislation in Brazil are considered.

In conclusion, the compact cogenerator system, utilizing internal combustion engines and gas turbines, may be excellent opportunities to strengthen the decentralized energy production of the tertiary sector in the National Energy Scene. It is necessary to consider that cogeneration for the tertiary sector is a sensible alternative from the economic point of view, demanding special methods of design, equipment selection and mainly of the contractual deals associated to the electricity and fuel supply.

AGRADECIMENTOS

Deixo palavras de agradecimentos aqueles que me auxiliaram e incentivaram na elaboração deste trabalho, especialmente:

- A DEUS, que tem me acompanhado em todas as horas;
- À Rosângela, minha esposa, e aos meus filhos, Daniel e Felipe, que estiveram ao meu lado nos maiores contratempos;
- À minha mãe, pela fé em meu trabalho;
- Ao meu Orientador, pelos ensinamentos;
- Ao meu amigo Arnaldo, pelo apoio;
- Aos amigos do Laboratório de Combustíveis Alternativos (UNICAMP);
- Ao Departamento de Energia da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá (UNESP);
- Ao CNPq, CAPES, FAPESP e FUNDUNESP pelo apoio financeiro às minhas viagens e participações em conferências nacionais e internacionais.

ÍNDICE

RESUMO	i
VITA	iii
ABSTRACT	v
AGRADECIMENTOS	vi
RELAÇÃO DE FIGURAS	ix
RELAÇÃO DE TABELAS	xii
SIMBOLOGIA	xiv

CAPÍTULO 1 - COGERAÇÃO - CONCEITOS E TECNOLOGIAS

1.1 - Introdução	1
1.2 - Formas de Cogeração	1
1.3 - Adequação de Tecnologias.....	13
1.4 - Tecnologias Aplicáveis ao Setor Terciário.....	21

CAPÍTULO 2 - COGERAÇÃO COM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA: ESTUDO DE CASO PARA UMA SUB-UNIDADE UNIVERSITÁRIA

2.1 - Avaliação dos Equipamentos Disponíveis.....	22
2.2 - Descritivo do Sistema	39
2.3 - Estudo Energético	49
2.4 - Avaliação Econômica.....	56
2.5 - Comentários	73

CAPÍTULO 3 - COGERAÇÃO COM TURBINAS A GÁS: ESTUDO DE CASO PARA UM HOSPITAL

3.1 - Introdução	75
3.2 - Distribuição do Consumo e dos Custos da Energia.....	76
3.3 - Aspectos Tecnológicos da Aplicação da Cogeração em Hospitais	77
3.4 - Estudo de Caso: Hospital de Clínicas da UNICAMP (HC/UNICAMP)	79
3.5 - Comentários	115

CAPÍTULO 4 - ASPECTOS INSTITUCIONAIS

4.1 - Introdução	117
4.2 - Experiências de Alguns Países da Europa	117
4.3 - A Legislação nos E.U.A.....	125
4.4 - A Legislação no Brasil	132
4.5 - Comentários	139

CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES

142

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....

145

ANEXO A: Fabricantes e/ou Fornecedores de Módulos de Cogeração com Motores de Combustão Interna

153

ANEXO B: Fabricantes e/ou Fornecedores de Módulos de Cogeração com Turbinas a Gás.....

156

ANEXO C: Cálculo da Carga Térmica de Recintos a Serem Condicionados

158

RELAÇÃO DE FIGURAS

Figura 1 - Cogeração com turbina a vapor (ciclo "bottoming")	2
Figura 2 - Tipos mais comuns de turbinas a vapor utilizadas em cogeração	4
Figura 3 - Cogeração para a indústria sucro-alcooleira	4
Figura 4 - Cogeração para a indústria de papel e celulose	5
Figura 5 - Balanço de energia para planta termelétrica e para planta de cogeração utilizando turbina a vapor de contrapressão	6
Figura 6 - Ciclo Brayton para turbinas a gás	7
Figura 7 - Cogeração com turbina a gás em ciclo fechado	8
Figura 8 - Sistema de cogeração com turbina a gás em ciclo aberto	9
Figura 9 - Ciclo combinado	10
Figura 10 - Balanço de energia para uma planta termelétrica com turbina a gás e para um sistema de cogeração equivalente	10
Figura 11 - Cogeração com motor diesel	12
Figura 12 - Balanço de energia em motor diesel	12
Figura 13 - Caracterização do segmento industrial ou terciário	14
Figura 14 - Caracterização do sistema de cogeração	16
Figura 15 - Configurações Alternativas de sistemas de cogeração com turbina a gás	17
Figura 16 - Operação em cargas parciais	21
Figura 17 - TOTEM	25
Figura 18 - Esquema de funcionamento de um microcogrador	26
Figura 19 - Utilização do microcogrador para aquecimento de ambientes	26
Figura 20 - O protótipo do sistema de cogeração para supermercado	29
Figura 21 - Balanço de energia para operação no verão	30
Figura 22 - Balanço de energia para operação no inverno	31
Figura 23 - Demanda de energia no inverno	32
Figura 24 - Demanda de energia no verão	33
Figura 25 - O sistema de recuperação de calor "Duvant-Crepelle"	37

Figura 26 - Esquema da instalação em Taiwan.....	38
Figura 27 - A central de utilidades.....	40
Figura 28 - Primeira abordagem do circuito térmico.....	41
Figura 29 - Segunda abordagem do circuito térmico.....	42
Figura 30 - Terceira abordagem do circuito térmico.....	42
Figura 31 - Sistema de refrigeração por absorção.....	44
Figura 32 - Demanda de energia no LCA/UNICAMP.....	50
Figura 33 - O excedente de eletricidade em função da hora do dia.....	54
Figura 34 - Excedente ou déficit de potência frigorífica.....	54
Figura 35 - Diagrama de Sankey (gás natural).....	55
Figura 36 - Custo de investimento em cogeração.....	58
Figura 37 - Custo de investimento em cogeneradores compactos.....	58
Figura 38 - Custo de manutenção por hora.....	59
Figura 39 - Receita esperada em função do preço da eletricidade (25 kWe).....	69
Figura 40 - Receita esperada em função do preço da eletricidade (45 kWe).....	69
Figura 41 - Receita anual esperada em função da taxa anual de juros para uma unidade de 45 kW.....	70
Figura 42 - Receita anual esperada em função do preço de venda de eletricidade excedente..	70
Figura 43 - Receita esperada em função da taxa anual de juros para unidades operando com gás natural.....	71
Figura 44 - Receita anual esperada em função do período de amortização.....	72
Figura 45 - Receita anual esperada em função do fator m (45 kW, gás natural).....	72
Figura 46 - Distribuição aproximada do consumo de energia em um hospital.....	76
Figura 47 - Distribuição dos custos com energia de um hospital.....	77
Figura 48 - Demanda elétrica do hospital/UNICAMP.....	82
Figura 49 - Demanda de potência frigorífica do hospital/UNICAMP.....	83
Figura 50 - Consumo de água quente do hospital/UNICAMP.....	83
Figura 51 - Consumo de vapor do hospital/UNICAMP.....	84
Figura 52 - A central de utilidades do hospital/UNICAMP.....	85

Figura 53 - Esquema para análise energética no caso do hospital	92
Figura 54 - Sistema de cogeração para a produção de vapor saturado.....	93
Figura 55 - Sistema de cogeração para a produção de água gelada	94
Figura 56 - Fluxo mássico de gases em função da temperatura na saída da turbina.....	96
Figura 57 - Temperatura do ar na saída do compressor.....	97
Figura 58 - Temperatura dos gases na entrada da turbina em função de outros parâmetros ...	98
Figura 59 - Configurações possíveis para o caso 1	99
Figura 60 - Configurações possíveis para o caso 2.....	99
Figura 61 - Configurações possíveis para o caso 3.....	100
Figura 62 - Configurações possíveis para o caso 4.....	100
Figura 63A - Influência da temperatura ambiente sobre a performance.....	102
Figura 63B - Influência da altitude sobre a performance	103
Figura 64 - Investimento em sistema turbina a gás	106
Figura 65 - Custos dos produtos da cogeração para o caso 1.....	111
Figura 66 - Custos dos produtos da cogeração para o caso 2.....	112
Figura 67 - Custos dos produtos da cogeração para o caso 3.....	112
Figura 68 - Custos dos produtos da cogeração para o caso 4.....	113
Figura 69 - Receita anual esperada em função do período de amortização	113
Figura 70 - Receita anual esperada em função da taxa anual de juros	114
Figura 71 - Receita anual esperada em função do preço de venda de excedente	115
Figura 72 - Carga de insolação em superfícies opacas.....	168
Figura 73 - Área lateral dos dutos	170
Figura 74 - Distribuição de ar nos recintos condicionados.....	186
Figura 75 - Planta baixa do Laboratório de Combustíveis Alternativos da UNICAMP	188

RELAÇÃO DE TABELAS

Tabela 1 - Eficiência isoentrópica e taxa de produção de vapor para sistemas de cogeração utilizando turbinas a vapor	5
Tabela 2 - Parâmetros técnicos para sistemas de cogeração utilizando turbinas a gás	9
Tabela 3 - Parâmetros técnicos para sistemas de cogeração utilizando motores diesel queimando gás natural.....	13
Tabela 4 - Valores de ALFA para alguns segmentos.....	15
Tabela 5 - As necessidades de energia elétrica no supermercado.....	28
Tabela 6 - Benefícios econômicos da instalação de um sistema de microcogeração em supermercados.....	31
Tabela 7 - Características do hotel.....	34
Tabela 8 - Investimento nas alternativas de cogeração para o hotel.....	35
Tabela 9 - Análise das eficiências segundo o critério do PURPA.....	36
Tabela 10 - Composição média do biogás.....	37
Tabela 11 - Balanço energético para o TOTEM	38
Tabela 12 - Balanço energético de sistemas Duvant-Crepelle para biogás	39
Tabela 13 - Potências frigoríficas disponíveis para sistemas de refrigeração em função do tamanho do motor.....	45
Tabela 14 - Consumo de combustíveis em função da capacidade do sistema.....	53
Tabela 15 - A influência do período de amortização no custo de produção de eletricidade....	68
Tabela 16 - Consumo de energia primária por setores de serviços.....	75
Tabela 17 - Condições de uso de uma turbina a gás ou de um motor de combustão interna em sistema de cogeração.....	78
Tabela 18 - As condições climáticas da região do hospital-UNICAMP	79
Tabela 19 - Consumo de óleo combustível (BPF) no ano de 1992	80
Tabela 20 - Consumo de GLP no ano de 1992.....	81
Tabela 21 - Equipamentos selecionados para a cogeração no hospital.....	101
Tabela 22 - Correção dos parâmetros de performance dos sistemas turbinas a gás	103

Tabela 23 - Custo de produção de eletricidade e vapor ou água gelada.....	111
Tabela 24 - Principais legislações afetando a geração de potência nos E.U.A.....	126
Tabela 25 - Critérios do "PURPA" para a qualificação.....	129
Tabela 26 - Módulos de cogeração utilizando motores de combustão interna.....	153
Tabela 27 - Sistemas turbinas a gás comercialmente disponíveis.....	156
Tabela 28 - Coeficiente de transmissão de calor dos materiais de construção.....	162
Tabela 29 - Diferencial de temperatura usada nos projetos.....	163
Tabela 30 - Percentual de energia radiante em função da cor.....	164
Tabela 31 - Coeficientes de transmissão de calor solar através de vidros.....	167
Tabela 32 - Acréscimo ao diferencial de temperatura.....	168
Tabela 33 - Coeficiente global de transmissão de calor para dutos.....	170
Tabela 34 - Calor liberado pelas pessoas.....	173
Tabela 35 - Ganho de calor devido a motores elétricos.....	175
Tabela 36 - Ganho de calor devido aos equipamentos a gás.....	177
Tabela 37 - Carga térmica devido às tubulações quentes.....	178
Tabela 38 - Ganhos de calor dos aparelhos elétricos.....	179
Tabela 39 - Trocas de ar por hora nos recintos.....	181
Tabela 40 - Infiltração de ar exterior.....	182
Tabela 41 - Ar exterior para ventilação.....	184

SIMBOLOGIA

- C_{ag} - Custo de produção de água gelada [US\$/kWh]
- C_{comb} - Custo do combustível [US\$/kWh]
- C_{el} - Custo de produção de eletricidade [US\$/kWh]
- CM_{cr} - Custo de manutenção da caldeira de recuperação [US\$/kWh]
- CM_{mic} - Custo de manutenção do microcogrador [US\$/kWh]
- CM_{pl} - Custo total de manutenção [US\$/kWh]
- CM_{sr} - Custo de manutenção do sistema de refrigeração por absorção para a produção de ar frio [US\$/kWh]
- CM_{sra} - Custo de manutenção do sistema de refrigeração por absorção para a produção de água gelada [US\$/kWh]
- CM_{sre} - Custo de manutenção do sistema de refrigeração elétrico [US\$/kWh]
- CM_{stg} - Custo de manutenção do sistema de turbina a gás incluindo o custo de manutenção do gerador elétrico [US\$/kWh]
- COP - Coeficiente de performance do sistema de refrigeração por absorção
- COP_e - Coeficiente de performance do sistema de refrigeração por compressão de vapor freon (sistema elétrico)
- C_p - Calor específico à pressão constante dos gases de exaustão da turbina [kJ/kg.K]
- C_{pf} - Custo de produção de ar frio [US\$/kWh]
- C_v - Calor específico a volume constante dos gases de exaustão da turbina [kJ/kg.K] ou custo do vapor produzido na cogeração [US\$/kWh]
- C_{vap} - Custo de produção de vapor pelo sistema de cogeração [US\$/kWh]
- C_{vc} - Custo de produção de vapor por caldeira convencional [US\$/kWh]
- E_c - Fluxo de calor residual recuperado [kW]
- E_{comb} - Potência suprida no combustível [kW]
- E_p - Eletricidade produzida [kW]
- E_r - Eletricidade requerida no recinto [kW]
- E_v - Fluxo de calor utilizado na forma de vapor [kW]
- f - Fator de anuidade [1/ano]

- GPag - Ganho anual devido a produção de água gelada [US\$]
- GPel - Ganho anual devido a produção de eletricidade [US\$]
- GPpf - Ganho anual devido a produção de ar frio [US\$]
- GPv - Ganho anual devido a produção de vapor [US\$]
- H - Período equivalente de utilização [h/ano]
- Hd - Máximo fluxo de calor disponível no sistema [kW]
- hc - Entalpia da água de alimentação da caldeira [kJ/kg]
- hv - Entalpia do vapor na saída da caldeira [kJ/kg]
- Icr - Investimento na caldeira de recuperação [US\$]
- Imic - Investimento no microcogador (motor/gerador/acessórios) [US\$]
- Ipl - Investimento total no sistema a ser instalado [US\$]
- Isr - Investimento no sistema de refrigeração por absorção (produção de ar frio) [US\$]
- Isra - Investimento no sistema de refrigeração por absorção para a produção de água gelada [US\$]
- Isrc - Investimento no sistema de recuperação de calor [US\$]
- Isre - Investimento no sistema de refrigeração elétrico [US\$]
- Istg - Investimento no sistema turbina a gás [US\$]
- K - Coeficiente da politrópica ($K = C_p/C_v = 1,333$)
- k - Período de amortização ou "pay-back" [anos]
- m - Razão entre o preço do gás natural e o preço da eletricidade ou fluxo mássico de gases de exaustão da turbina [kg/s]
- mar - Vazão de ar [Nm^3/s]
- mg - Consumo de gás natural [Nm^3/s]
- mv - fluxo mássico de vapor produzido [kg/s]
- Ne - potência de eixo motor [kW]
- P_1 - Pressão atmosférica ambiente [N/m^2]
- P_2 - Pressão do ar na saída do compressor [N/m^2]
- P_3 - Pressão dos gases na entrada da turbina [N/m^2]
- P_4 - Pressão dos gases na saída da turbina [N/m^2]

- PCS - Poder calorífico do combustível [kJ/l ou kJ/Nm³]
- PEag - Preço equivalente de produção de água gelada por sistema de refrigeração elétrico [US\$/kWh]
- PEpf - Preço equivalente de produção de ar frio em sistema de refrigeração elétrico [US\$/kWh]
- Pel - Preço da eletricidade comprada da rede [US\$/kWh]
- Per - Perda de energia no sistema de cogeração [kW]
- Pf - Potência frigorífica do sistema de refrigeração por absorção ou elétrico [kW]
- PV_{el} - Preço de venda de eletricidade excedente [US\$/kWh]
- Q - Consumo de combustível [l/h ou m³/h]
- r - Taxa anual de juros [%]
- R - Receita anual esperada [US\$]
- RP - Relação de pressão ou taxa de compressão (RP = P₂/P₁)
- T₁ - Temperatura ambiente [K]
- T₂ - Temperatura do ar na saída do compressor [K]
- T₃ - Temperatura dos gases na entrada da turbina [K]
- T₄ - Temperatura dos gases na saída da turbina [K]
- Te - Temperatura de escape ou de exaustão dos gases para a atmosfera [K]
- Weixo - Potência de eixo da turbina [kW]
- n_c - Eficiência do compressor
- n_{cr} - Eficiência da caldeira de recuperação
- n_g - Eficiência do gerador elétrico
- n_{gc} - Eficiência de geração de calor
- n_{ge} - Eficiência de geração de energia elétrica
- n_G - Eficiência global do sistema de cogeração
- n_{isot} - Eficiência isoentrópica ou de expansão da turbina
- n_q - Eficiência da câmara de combustão
- n_t - Eficiência térmica da turbina
- n_m - Rendimento do motor

CAPÍTULO 1 - COGERAÇÃO - CONCEITOS E TECNOLOGIAS

1.1 - Introdução	1
1.2 - Formas de Cogeração	1
1.2.1 - Ciclos "bottoming"	2
1.2.2 - Ciclos "topping"	3
1.3 - Adequação de Tecnologias.....	13
1.3.1 - Caracterização do segmento industrial ou terciário	14
1.3.2 - Caracterização do sistema de cogeração.....	16
1.3.3 - Modos de operação.....	17
1.4 - Tecnologias Aplicáveis ao Setor Terciário..	21

CAPÍTULO 1 - COGERAÇÃO - CONCEITOS E TECNOLOGIAS

1.1 - Introdução

Cogeração é um método efetivo de conservação de energia primária, que pode ser aplicado quando economicamente justificado. O termo cogeração é usualmente empregado para designar a geração simultânea de calor e potência (mecânica ou elétrica) em instalações do setor industrial e terciário. Evidentemente, a racionalidade da cogeração comporta visões distintas, de acordo com a aplicação a que se destina.

Em plantas termelétricas convencionais, geralmente a energia elétrica ou mecânica é produzida com uma eficiência global (razão entre a energia útil produzida e a energia suprida no combustível) na faixa de 34 % a 50%. Um fato que contribui para isto é a grande quantidade de calor rejeitado para a atmosfera, através de torres de resfriamento e lagos ou rios.

Diferentemente, em plantas de cogeração, calor útil e potência elétrica ou mecânica são produzidos a partir da queima de um único combustível, com a recuperação de parte do calor rejeitado. Deste modo a eficiência global desta modalidade de planta atinge valores entre 50 % e 90 %, dependendo da tecnologia empregada, bem como da aplicação.

1.2 - Formas de Cogeração

As tecnologias de cogeração podem ser agrupadas em dois grandes grupos, de acordo com a ordem relativa de geração de potência e calor. Tem-se, assim, os ciclos "bottoming" e os ciclos "topping". No caso de sistema de cogeração para produzir eletricidade, qualquer que seja o ciclo utilizado, o gerador elétrico pode ser síncrono ou assíncrono. A escolha entre eles depende do modo de trabalho: se o sistema é interligado com a rede local, o gerador elétrico assíncrono é utilizado, e em caso contrário, o síncrono é o utilizado.

1.2.1 - Ciclos "bottoming"

As tecnologias que operam segundo o ciclo "bottoming" envolvem a recuperação direta de calor residual, que normalmente é descarregado na atmosfera, para a produção de vapor e energia mecânica ou elétrica (em turbinas de condensação e/ou de contrapressão). Neste tipo de tecnologia, primeiro a energia térmica é usada no processo, e então o calor de exaustão é utilizado para a produção de energia elétrica ou mecânica.

As tecnologias "bottoming" são mais adequadas para as instalações industriais onde existem grandes quantidades de fluxos residuais disponíveis em níveis de temperatura superiores a 350 °C, segundo Petrecca [1]. Nessas instalações se enquadram as indústrias químicas, metalúrgicas, de vidro, cimento e outras.

São possíveis ciclos "bottoming" de cogeração utilizando turbina a vapor e turbinas a gás.

A figura 1 ilustra um sistema de cogeração em ciclo "bottoming" utilizando turbina a vapor.

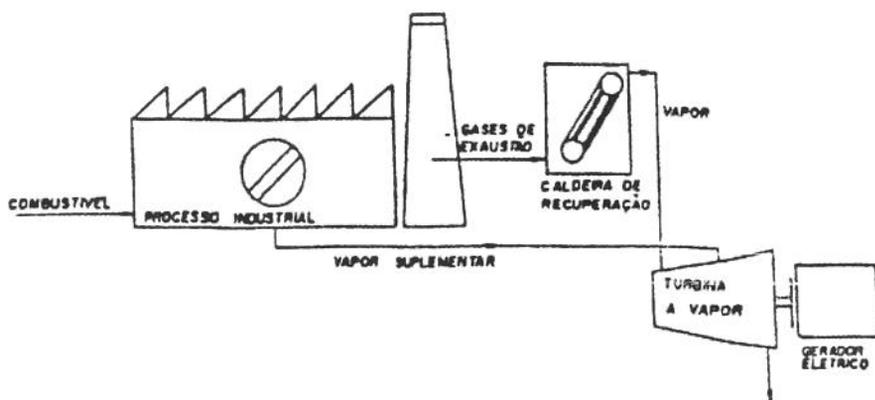


Figura 1 - Cogeração com turbina a vapor (ciclo "bottoming")

A injeção suplementar de vapor na turbina a vapor garante maior flexibilidade na geração de potência.

A utilização de turbinas a gás em ciclos "bottoming" pode se dar com o aproveitamento direto do fluxo dos gases de exaustão, o que é inviável quando houver risco da

presença de materiais abrasivos ou corrosivos junto aos gases. Neste caso pode ser utilizado um trocador de calor gás-gás, solução de maior custo de capital.

A fim de contornar o problema da baixa geração de potência em sistemas com turbinas a vapor, devido ao baixo nível de temperatura disponível, além da possibilidade de injeção suplementar de vapor mostrada na figura 1, existe a tendência futura de utilização de fluidos orgânicos em substituição à água, o que permite o aproveitamento de calor residual a temperaturas de até 260 °C [2].

1.2.2 - Ciclos "topping"

Nas tecnologias de cogeração que operam segundo ciclos "topping", fluxos de calor a uma temperatura mais elevada são utilizados na geração de eletricidade ou energia mecânica. O calor rejeitado pelo sistema de geração de potência é utilizado para atender os requisitos de energia térmica do processo, ou seja, esta modalidade de cogeração produz energia elétrica ou mecânica para depois recuperar calor que é fornecido geralmente na forma de vapor para o processo (podendo também fornecer água quente ou fria e ar quente ou frio).

São possíveis ciclos "topping" de cogeração utilizando turbinas a vapor, turbinas a gás e motores de combustão interna (ciclo diesel ou ciclo Otto).

1.2.2.1 - Tecnologias com turbina a vapor ("topping")

O emprego de turbinas a vapor constitui-se na opção tecnológica mais difundida para as instalações industriais. Dependendo da quantidade e qualidade da demanda de vapor e de outros fatores operacionais do processo industrial, existem várias opções de turbinas a vapor disponíveis para sistemas de cogeração. A figura 2 ilustra alguns dos tipos de turbinas a vapor mais utilizados.

As turbinas a vapor empregadas em cogeração podem ser de extração/condensação ou de contrapressão. Apesar das turbinas de extração/condensação apresentarem menores eficiências, existem alguns pontos vantajosos em sua utilização em relação as de contrapressão. As primeiras possibilitam um bom atendimento da demanda de energia elétrica, e são utilizadas em unidades em que as necessidades de vapor podem variar muito, ou em plantas industriais onde a interrupção do fornecimento de eletricidade deve ser evitada.

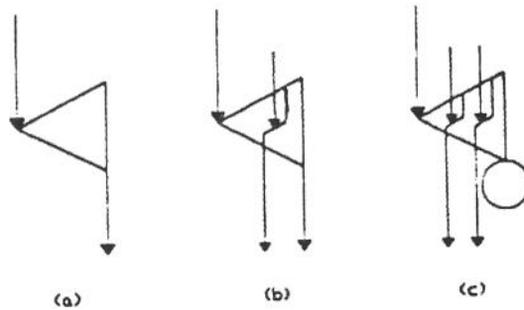


Figura 2 - Tipos mais comuns de turbinas a vapor utilizadas em cogeração, (a) contrapressão, (b) contrapressão com 1 extração, (c) Condensação com 2 extrações

As figuras 3 e 4 ilustram ciclos de cogeração com turbinas a vapor típicos da indústria sucro-alcooleira e de papel e celulose, respectivamente, mostrando que a escolha do tipo de turbina depende também da aplicação a que se destina o sistema.

Vapor a pressões na faixa de 10 a 110 kgf/cm² [1], produzido em geradores convencionais de vapor, é utilizado no acionamento da turbina a vapor para a geração de potência; vapor de escape na faixa de 2 a 20 kgf/cm² é empregado como calor de processo.

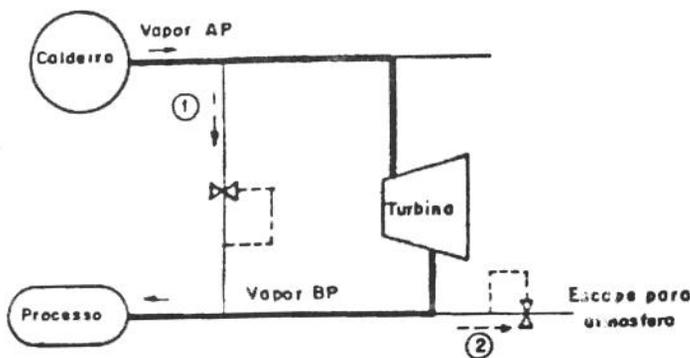


Figura 3 - Cogeração para a indústria sucro-alcooleira

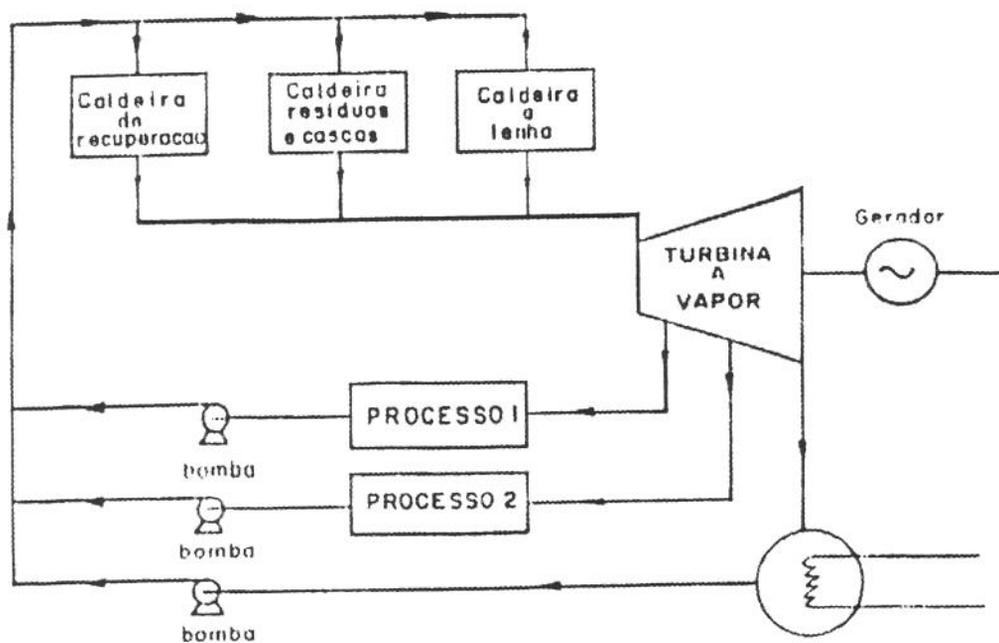


Figura 4 - Cogeração para a indústria de papel e celulose

A tabela 1 mostra valores típicos de performance de sistemas de cogeração empregando turbina a vapor (P - Potência; dh - Queda Entálpica; nisot - Eficiência de Expansão ou Isoentrópica; TPV - Taxa de Produção de Vapor).

Tabela 1 - Eficiência isoentrópica e taxa de produção de vapor para sistemas de cogeração utilizando turbinas a vapor [1]

Tipo de unidade	P [MW]	dh [kJ/kg]	nisot [%]	TPV [kg/kWh]	
Contrapressão:					
Simplex estágio	0,1 - 1	515,36	40 - 50	18,4 - 14,7	
Múltiplo estágio	1 - 5	515,36	65 - 75	11,3 - 9,8	
	5 - 25	515,36	75 - 80	9,8 - 9,2	
Condensação:					
Simplex estágio	0,1 - 1	1320,58	40 - 50	7,2 - 5,7	
	Múltiplo estágio	3 - 20	1320,58	70 - 76	4,1 - 3,8
		20 - 50	1320,58	76 - 80	3,8 - 3,6

Nota: Contrapressão - Pressão vapor na entrada = 4,137 MPa
 Pressão vapor na saída = 0,345 MPa
 Condensação - Pressão vapor na entrada = 9,998 MPa
 Pressão vapor na saída = 0,103 MPa

A figura 5 mostra a comparação entre os diagramas de Sankey típicos de uma central termelétrica a vapor e de um sistema de cogeração empregando turbina a vapor de contrapressão.

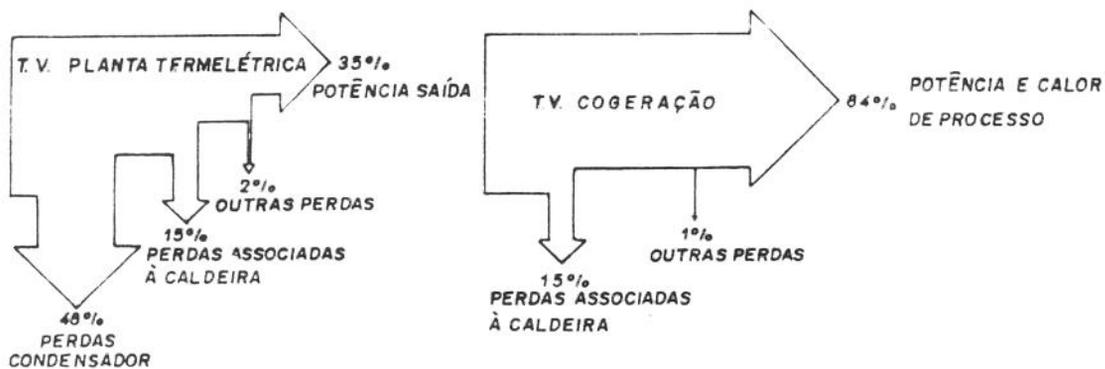


Figura 5 - Balanço de energia para planta termelétrica e para planta de cogeração utilizando turbina a vapor de contrapressão [1]

Tipicamente são necessários 10 Ton/h de vapor para produzir 1 MW de potência elétrica, considerando uma queda de pressão na expansão de 40 kgf/cm^2 [1].

1.2.2.2 - Cogeração com turbinas a gás (Ciclo "topping")

Sistemas de cogeração utilizando turbinas a gás associadas à caldeiras de recuperação de calor residual para a produção de vapor ou utilizando os gases de exaustão diretamente para sistemas tais como secagem e ciclos de absorção são outras modalidades de plantas operando no ciclo "topping". Para a geração de potência mecânica ou elétrica existe uma gama de disponibilidades de turbinas a gás no mercado, cujas capacidades variam entre alguns centos de kW até alguns centos de MW.

As capacidades das turbinas a gás industriais variam entre 1 MW e 200 MW, sendo que para as aeroderivativas, esta faixa se estreita entre 2 MW e 40 MW. A velocidade de rotação dessas máquinas varia de 3.000 a 3.600 r/min para as maiores de 20 MW e de 5.000 a 28.000 r/min para as de menores potências, sendo que existem disponíveis no mercado máquinas com potências de eixo menores do que 4 MW com rotação entre 1500 e 1800 r/min.

Plantas de turbinas a gás podem operar em ciclo aberto ou fechado, como é mostrado na figura 6.

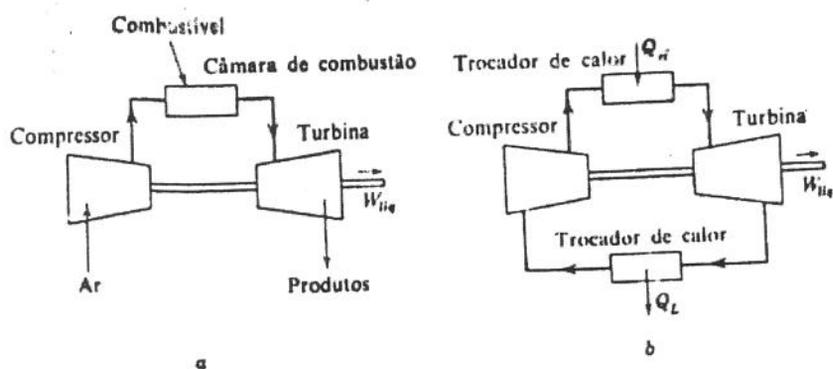


Figura 6 - Ciclo Brayton para turbinas a gás, (a) Aberto, (b) Fechado

Para o caso de sistema turbina a gás em ciclo fechado, é permitido, em princípio, a utilização de qualquer gás como fluido de trabalho. Entretanto, existem várias soluções de compromisso entre o custo da turbina e os custos dos componentes de troca de calor, que determinam a opção por gases de baixo ou alto peso molecular. Os mais comumente utilizados são o argônio, hélio e ar. Um alto peso molecular (caso do argônio) implica numa redução do tamanho da turbina, mas requer trocadores de calor maiores. No caso de utilização do hélio

como fluido de trabalho, as turbinas são maiores, mas os trocadores menores, devido ao alto calor específico desse gás. Para o caso de utilização do ar como fluido de trabalho, existe a vantagem da redução de complicações mecânicas no sistema [3].

A figura 7 mostra um esquema simplificado de sistema de cogeração com turbina a gás em ciclo fechado para a produção de água quente [3].

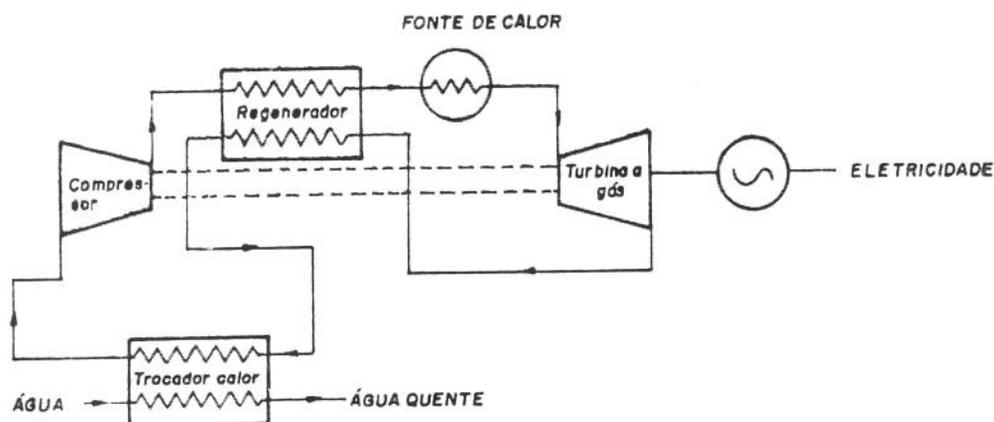


Figura 7 - Cogeração com turbina a gás em ciclo fechado

Um sistema de turbina a gás em ciclo fechado não tem emissão de gases. Toda emissão é devido a fonte de calor utilizada, que é determinada pelo tipo de combustível utilizado, e não pelo tamanho da turbina. Segundo Najjar et al [3], a eficiência global de um sistema de cogeração utilizando turbina a gás em ciclo fechado para a produção de água quente varia entre 50 e 63 % para taxas de compressão entre 2 e 6, respectivamente. Evidentemente, maiores taxas de compressão implicam em maiores eficiências.

Para o caso de sistema de cogeração em ciclo aberto, tecnologia já bem conhecida, o fluido de trabalho são os gases oriundos da combustão, cujos componentes dependem do tipo de combustível empregado e do ar atmosférico utilizado na queima.

A eficiência global de um sistema de cogeração utilizando turbina a gás em ciclo aberto, razão entre a potência útil produzida (elétrica ou mecânica + calor) e a potência suprida pelo combustível varia entre 65 e 80 %, dependendo do nível de energia térmica requerido no processo e da temperatura dos gases lançados na atmosfera.

O combustível mais apropriado para este tipo de sistema de cogeração é o gás natural, que possui uma alta densidade energética e boa eficiência de combustão, além de ser um combustível menos poluente.

A figura 8 mostra um sistema de cogeração com turbina a gás em ciclo aberto simples.

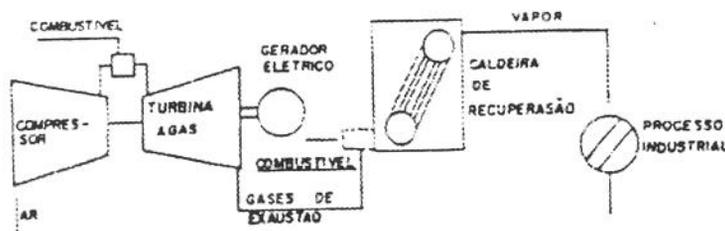


Figura 8 - Sistema de cogeração com turbina a gás em ciclo aberto

A tabela 2 mostra alguns valores típicos de parâmetros operacionais para sistema de cogeração com turbina a gás em ciclo aberto [1] (mg - consumo gás natural; mar - vazão de ar; Ec-calor recuperado; Ep - Eletricidade produzida; nG - eficiência global; nge - eficiência de geração de energia).

Ciclos combinados formados por turbina a gás em ciclo aberto, associadas em série com caldeiras de recuperação, nas quais é gerado vapor a alta ou média pressão, sendo que este é expandido numa turbina a vapor de contrapressão e o vapor de escape é utilizado como calor de processo, podem também ser usados para capacidades maiores de 20 MW (figura 9).

Tabela 2 - Parâmetros técnicos para sistemas de cogeração utilizando turbinas a gás [1]

Potência [10 ³ kW]	mg [10 ⁻² m ³ / s]	mar [m ³ / s]	Ec [10 ³ kW]	Ep [10 ³ kW]	nG [%]	nge [%]
0,6	9,1	4,1	1,6	0,57	69,9	19,4
1	15,3	6,8	2,6	0,95	69,5	19,0
5	60,7	27,1	10,5	4,75	74,4	24,0
10	100,4	44,9	17,4	9,50	79,4	29,0
25	246,8	110,4	42,7	23,75	79,9	29,5
40	388,4	173,8	67,3	38,00	80,4	30,0
100	971,1	434,4	168,1	95,00	80,4	30,0

Nota: 1) Valor razão ar-combustível = 45

2) Relação de pressão = 6

3) Temperatura dos gases de exaustão da turbina = 450⁰C

4) Temperatura dos gases lançados na atmosfera = 150⁰C

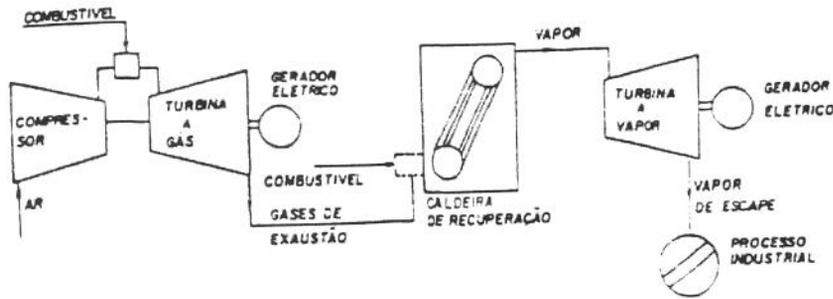


Figura 9 - Ciclo combinado

A figura 10 mostra a comparação entre os diagramas de Sankey para uma planta termelétrica utilizando turbina a gás e para um sistema de cogeração com turbina a gás em ciclo simples, ambos utilizando ciclo aberto.

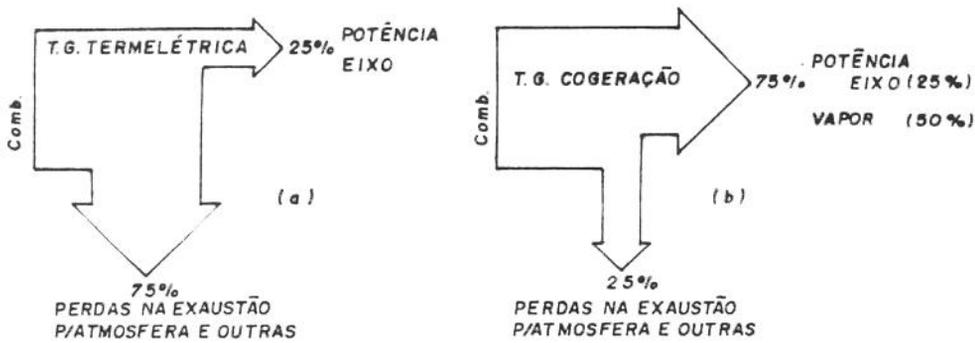


Figura 10 - Balanço de energia para uma planta termelétrica com turbina a gás e para um sistema de cogeração equivalente [1]

Informações mais detalhadas sobre sistemas de cogeração com turbinas a gás em ciclo aberto estão no capítulo 3 deste trabalho.

1.2.2.3 - Cogeração com Motores Alternativos ("topping")

Sistemas de cogeração utilizando motores de combustão interna associados a geradores elétricos ou compressores e a trocadores de calor para a recuperação de calor residual (dos gases de escape, da água de refrigeração e até do óleo lubrificante) para fins térmicos (produção de vapor saturado, água quente ou fria, ar quente ou frio), são também modalidades eficientes de plantas operando em ciclos "topping". Para a geração de potência elétrica existe uma grande disponibilidade de motores em ciclo Otto ou Diesel no mercado, cujas capacidades variam entre 10 kW a alguns MW. Os motores em ciclo diesel operam com rotações entre 100 e 1800 r/min e os motores em ciclo Otto na faixa de 1000 a 3000 r/min, dependendo do tamanho e das características técnicas do sistema [4].

Esta tecnologia apresenta rendimento térmico superior as demais, entretanto apresenta também graves restrições associadas com a recuperação de calor, face aos baixos níveis de temperatura. Por exemplo, as temperaturas dos gases de exaustão estão na faixa de 340 °C a 560 °C [2]. Isso limita os motores em cogeração aos casos em que o processo requer grandes quantidades de calor a baixas temperaturas. Esses sistemas têm sido utilizados de maneira mais disseminada no setor terciário e em pequenas indústrias.

O emprego de motores alternativos de combustão interna, de ciclo Otto ou Diesel, em sistemas compactos de cogeração tem sido ampliado com o aproveitamento do fluxo de calor residual em sistemas de refrigeração por absorção. Esta possibilidade tem sido empregada com sucesso em supermercados, bancos, centros de pesquisa e até mesmo em ônibus urbanos e interurbanos na Europa [5].

Geralmente, os sistemas menores do que 100 kW, em ciclo Otto queimando combustíveis gasosos, derivam de motores automotivos, que são grandemente utilizados. Os sistemas utilizando motores em ciclo Otto podem ser projetados para capacidades máximas de 2 MW [6]. Nesta capacidade, competem com os sistemas que utilizam ciclo Diesel, em termos de custos, que podem possuir capacidade máxima de 10 MW, podendo em circunstâncias apropriadas, serem projetados para até 20 MW (caso de média e baixa velocidade) [7].

A figura 11 mostra um sistema de cogeração utilizando motor diesel. Nessa instalação é possível gerar vapor em baixas pressões (0,3 a 1 MPa) e ainda produzir água quente com temperatura entre 70 e 90 °C [4].

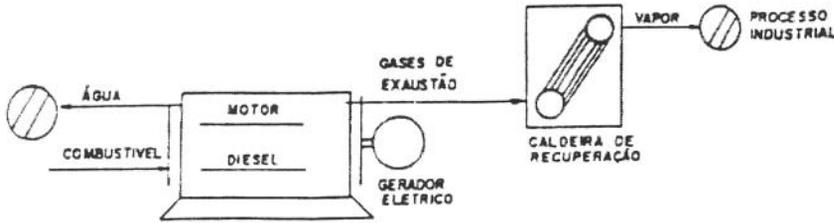


Figura 11 - Cogeração com motor diesel

A figura 12 mostra o fluxo de energia para uma motor diesel produzindo apenas potência de eixo comparativamente a um sistema de cogeração utilizando motor diesel.

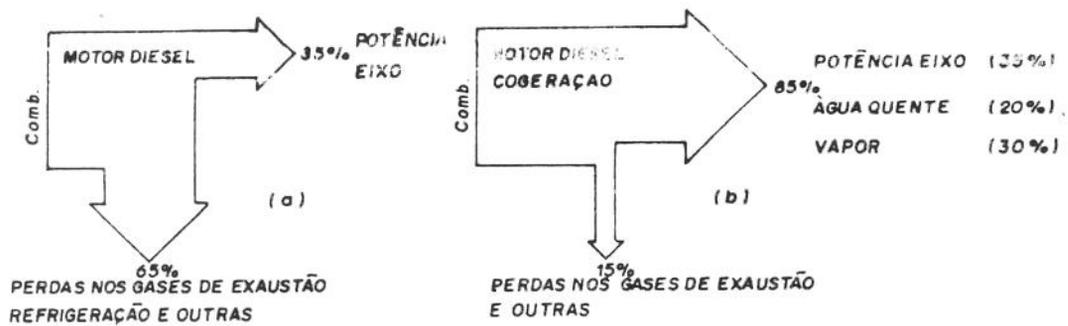


Figura 12 - Balanço de energia (a) motor diesel (b) cogeração [1]

Valores típicos, no caso do uso do gás natural são 345 m³/h (3300 kW) para produzir 1000 kW de potência elétrica e 1750 kW de calor recuperado [1]. A tabela 3 mostra parâmetros operacionais para sistema de cogeração com o uso de motor diesel queimando gás natural [1].

Tabela 3 - Parâmetros técnicos para sistemas de cogeração utilizando motores diesel queimando gás natural [1]

Potência [10 ³ kW]	mg [10 ⁻² m ³ / s]	mar [m ³ / s]	Ec [10 ³ kW]	Ep [10 ³ kW]	n _G [%]	nge [%]
0,25	2,4	0,4	0,4	0,24	78,83	30,00
1	9,3	1,4	1,6	0,95	80,14	31,30
5	46,5	7,0	7,8	4,75	80,14	31,30
10	91,0	13,7	15,3	9,50	80,83	32,00
25	227,6	34,1	38,1	23,75	80,83	32,00
40	364,2	54,6	61,0	38,00	80,83	32,00
100	910,4	136,6	152,6	95,00	80,83	32,00

Nota: Razão ar-combustível = 15

Maiores detalhes sobre cogeração utilizando motores de combustão interna estão no capítulo 2 deste trabalho.

1.3 - Adequação de Tecnologias

Entre os setores potencialmente viáveis a implantação de sistemas de cogeração estão o setor industrial e o setor terciário. O setor industrial envolve grandes quantidades de energia térmica relativamente à demanda elétrica. O setor terciário envolve segmentos tais como hospitais, hotéis, motéis, universidades, escolas, shopping-centers, restaurantes, empresas de pequeno porte, entre outros. Esses segmentos apresentam requerimentos térmicos em menor escala, quando comparado ao setor industrial.

Obviamente nem todas as tecnologias de cogeração mostradas no item anterior são aplicáveis a qualquer segmento, quer seja do setor industrial, quer seja do setor terciário. Assim, deve se estabelecer critérios de escolha das tecnologias em função da aplicação a que se destina, de modo a viabilizar técnica e economicamente a instalação

Dentre o conjunto de opções tecnicamente viáveis, a escolha da tecnologia mais adequada para uma determinada aplicação deve ser feita de forma cuidadosa, estabelecendo critérios quanto aos aspectos a serem considerados.

Um aspecto de grande importância é a verificação da disponibilidade de combustíveis adequados as tecnologias a um custo relativamente baixo. Outro aspecto importante é referente aos impactos ambientais associados a implementação de uma dada tecnologia. Os aspectos relativos aos custos de investimentos necessários, bem como os gastos com operação e manutenção dos sistemas, são também de fundamental importância.

O ponto crucial para escolher a tecnologia adequada para determinado segmento industrial ou terciário é relacionar as características de consumo de energia do segmento com as características de produção de energia do cogrador. Deve-se então recorrer a dois parâmetros adimensionais: Um para caracterizar o segmento (industrial ou terciário), onde se deseja instalar a tecnologia de cogeração, e outro para caracterizar o sistema escolhido.

1.3.1 - Caracterização do segmento industrial ou terciário

Tanto os segmentos do setor industrial como os do terciário podem ser caracterizados, do ponto de vista da demanda energética associada, como consumidores de energia elétrica ou mecânica e de energia térmica. Baseado nesse fato, é possível definir o parâmetro adimensional ALFA, característico de cada segmento com variações em função do tipo de tecnologia empregada.

A figura 13 ajuda a esclarecer o parâmetro adimensional ALFA.



Figura 13 - Caracterização do segmento industrial ou terciário

Define-se:

$$ALFA = E/S$$

onde:

E - Energia elétrica e/ou mecânica consumida no segmento [kW]

S - Energia térmica consumida no segmento [kW]

Para ilustrar a variação deste parâmetro ALFA, têm-se a tabela 4, a seguir, que mostra alguns segmentos do setor industrial e terciário.

Tabela 4 - Valores de ALFA para alguns segmentos	
Setor Industrial	ALFA
Cerâmica	0,048
Papel e Celulose	0,023
Têxtil	0,043
Alimentos e Bebidas	0,070
Açúcar e Álcool	0,090
Setor Terciário	ALFA
Hospital	0,500
Hotéis/Motéis	0,600
Restaurantes	0,600
Universidades	0,600
Lojas de varejo	4,300
Fontes [8] e [9]	

Deve-se acenar o fato de que os valores de ALFA na tabela acima são indicativos, representando a média de cada segmento industrial ou terciário, os quais seguramente apresentam variações de empresa para empresa.

1.3.2 - Caracterização do sistema de cogeração

Analogamente à caracterização do segmento industrial ou terciário, o sistema de cogeração pode ser esquematizado em função dos fluxos energéticos associados, de modo a permitir a sua caracterização através de um parâmetro adimensional BETA. A figura 14 ilustra este conceito.



Figura 14 - Caracterização do sistema de cogeração

Define-se:

$$BETA = E'/S'$$

onde:

E' - Energia elétrica e/ou mecânica produzida [kW]

S' - Energia térmica produzida [kW]

O valor de BETA depende do tipo de tecnologia de cogeração utilizada e das condições de operação. Segundo Kovacik [10], o valor de BETA varia entre 0,08 a 0,26 para as tecnologias com turbinas a vapor, entre 0,48 a 0,77 para as de turbinas a gás e entre 0,60 a 1,09 para as de ciclo combinado. Evans [11] reporta valores entre 0,4 a 1,0 para as tecnologias utilizando motores de combustão interna (ciclo Otto ou Diesel).

É interessante, nesse ponto, comentar a respeito dos estudos realizados por Pak e Suzuki [12], sobre os valores de BETA para sistemas de cogeração com turbinas a gás. Eles mostram existir uma grande flexibilidade com relação ao valor do parâmetro BETA, em função de modificações possíveis para sistemas com turbinas a gás. A figura 15 mostra os sistemas de cogeração utilizando turbinas a gás estudados por eles.

Segundo esses pesquisadores, para um sistema com uma turbina a gás de capacidade 10 MWe (sistemas A e B), os valores máximos de calor útil produzido nestas configurações são respectivamente 14,2 MW e 9,26 MW. Assim, o valor de BETA para os sistemas A e B são respectivamente 0,704 e 1,08.

No caso da configuração C a capacidade elétrica do sistema, devido à injeção de vapor, aumenta para 16,5 MW e o calor útil se reduz para 3,02 MW, indicando um valor de BETA da ordem de 5,46.

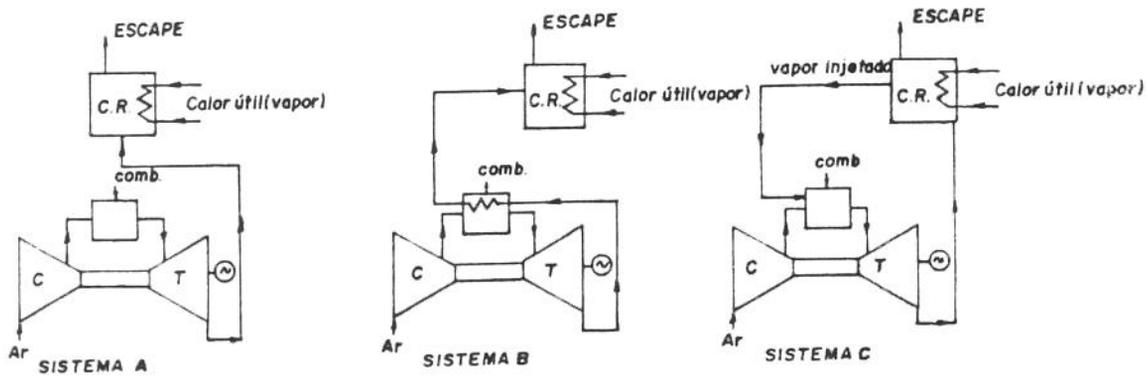


Figura 15 - Configurações alternativas de sistemas de cogeração com uma mesma turbina a gás

1.3.3 - Modos de operação

O modo de operação é definido como sendo o caminho no qual o sistema de cogeração deve operar, de maneira a assegurar a viabilidade da instalação. Assim, fatores técnicos e econômicos devem ser correlacionados com o modo de operação escolhido, para completar a validade da avaliação de implantação de um sistema de cogeração para determinado estabelecimento do segmento industrial ou terciário.

Os principais fatores que pesam sobre o modo de operação e que devem ser considerados num projeto de cogeração são:

- A necessidade de existir uma consistência entre as características de demanda do estabelecimento (eletricidade, calor e combustível) e as características de capacidade de produção de eletricidade e de recuperação de calor do sistema de cogeração escolhido;

- O perfil da demanda térmica, incluindo níveis de temperatura e as flutuações típicas da demanda (diária, mensal e anual). O nível de temperatura deve ser consistente com o nível de calor rejeitado do sistema de cogeração escolhido;
- O perfil da demanda elétrica e suas flutuações típicas;
- O custo presente do combustível e da eletricidade comprada, e a projeção desses custos para o futuro;
- A capacidade da planta para as necessidades presentes e futuras do estabelecimento;
- O custo de operação da planta;
- Os aspectos ambientais.

Muitos caminhos para a operação de um sistema de cogeração podem ser seguidos de acordo com o tipo e a capacidade do sistema. Contudo, para assegurar a maior eficiência do sistema, a recuperação do calor rejeitado deve ser a maior possível, na condição de operação da planta de cogeração. Uma planta de calor adicional satisfará os requerimentos do usuário, se sua necessidade for maior do que o calor recuperado. Dependendo do estabelecimento (industrial ou terciário), esta restrição pode ser mais ou menos importante na determinação da capacidade da planta e no modo de operação desta.

O modo de operação ideal seria aquele onde houvesse equilíbrio ($ALFA = BETA$) e o sistema de cogeração operasse no ponto energeticamente recomendável, sem excedentes e déficits, ou seja, buscando simultaneamente a geração de potência e o fornecimento de calor ($E = E'$ e $S = S'$). Esse modo de operação é praticamente impossível, já que no processo real de uma instalação (industrial ou terciário) não existem demandas regulares e uniformes, mas bastante variáveis. Então, seja por questões de margem de segurança, ou por contingências e irregularidades, o sistema de cogeração deve ser capaz de enfrentar tais desequilíbrios ($ALFA$ não é igual a $BETA$). Desse modo, um sistema de cogeração deve operar sempre em torno de um ponto médio da demanda.

Cabe, então, impor no projeto a escolha do modo de operação, em função da supremacia de uma modalidade de energia (energia elétrica ou mecânica e calor) sobre a outra,

de modo a decidir qual será o produto principal entre estas modalidades, de acordo com os objetivos da instalação do sistema de cogeração.

Desse modo, existem basicamente 3 estratégias normais de operação para o projeto de um sistema de cogeração:

- Operação em paridade térmica;
- Operação em paridade elétrica;
- Operação econômica.

Existe um quarto modo de operação, que pode ser economicamente conveniente em situações excepcionais, denominado:

- Operação em cargas parciais.

1.3.3.1 - Operação em paridade térmica

Nesse modo de operação, o sistema de cogeração é projetado para ser capaz de produzir os requerimentos térmicos em cada período de tempo considerado, de maneira que o calor é o produto principal e a eletricidade é um subproduto da cogeração.

O sistema deve ser conectado a rede da concessionária, de modo a propiciar a venda de eletricidade excedente ou a compra de eletricidade adicional para o caso de déficit, dependendo dos perfis de demandas do estabelecimento e das condições operacionais.

1.3.3.2 - Operação em paridade elétrica

Nesse modo de operação, o sistema de cogeração é projetado para ser capaz de produzir os requerimentos elétricos em cada período de tempo considerado (pico ou base), de maneira que a eletricidade é o produto principal e o calor é um subproduto da cogeração.

Se o calor produzido é insuficiente para satisfazer as necessidades do estabelecimento, um sistema auxiliar é acionado para produzir esta diferença. Em caso contrário, parte do calor produzido no sistema de cogeração é rejeitado para o ambiente.

1.3.3.3 - Operação econômica

Nesse modo, o sistema de cogeração opera governado por fatores econômicos. Assim, o sistema opera nas opções de suprir parte, totalidade ou ainda produzir excedente da demanda elétrica de pico, conforme a eletricidade é adquirida ou vendida sob uma tarifa mais elevada. Assim, o empresário cogrador pode optar pela compra de eletricidade da concessionária para completar o seu suprimento, ou, se for o caso, vender excedente. O estabelecimento deve utilizar um equipamento suplementar para satisfazer parte ou a totalidade da sua demanda térmica, quando necessário, dependendo das condições operacionais da planta de cogeração.

1.3.3.4 - Operação em cargas parciais

Nesse modo de operação, o sistema de cogeração é subdimensionado em relação aos seus requerimentos de eletricidade e calor de processo, atendendo cargas parciais destas modalidades de energia.

A figura 16 mostra um exemplo ilustrativo deste modo de operação. O sistema de cogeração não supre as demandas de eletricidade e de calor, e no caso deve comprar parte da eletricidade da concessionária e utilizar equipamento suplementar para completar as necessidades de calor.

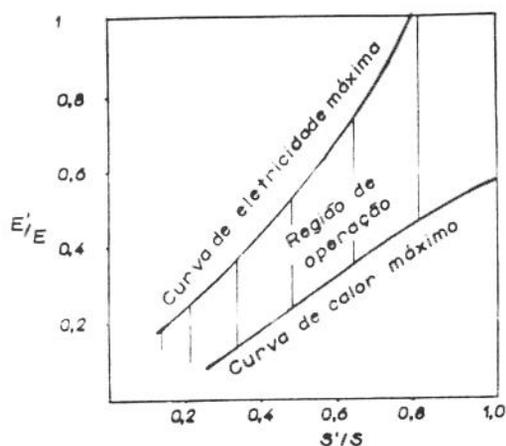


Figura 16 - Operação em cargas parciais

1.4 - Tecnologias Aplicáveis ao Setor terciário

Dentro do exposto até aqui, e em função do nível de capacidade requerido para sistemas de cogeração de estabelecimentos do setor terciário, pode-se observar que existem, a princípio, basicamente três tipos de tecnologias aplicáveis a esse setor as pequenas turbinas a vapor, as pequenas turbinas a gás e os motores de combustão interna.

Sistemas de cogeração utilizando pequenas turbinas a vapor apresentam um alto custo capital e uma baixa razão entre a eletricidade e o calor produzido, além de geralmente utilizarem combustíveis mais poluentes, o que, sem dúvida, têm inviabilizado estas tecnologias para o setor terciário em localidades urbanas, sendo suas aplicações restritas a laticínios, alambiques e pequenas plantas afastadas de centros urbanos, onde geralmente, existe disponibilidades de combustíveis a baixos custos.

Devido ao baixo nível de requerimento térmico do setor terciário, comparativamente ao setor industrial, pode-se concluir que as tecnologias utilizando pequenas turbinas a gás e motores de combustão interna se ajustam mais adequadamente às necessidades energéticas do setor terciário em localidades urbanas.

Nos capítulos que seguem são apresentados estudos de casos utilizando tecnologias de cogeração com motores de combustão interna e com turbinas a gás para alguns segmentos do setor terciário.

CAPÍTULO 2 - COGERAÇÃO COM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA: ESTUDO DE CASO PARA UMA SUB-UNIDADE UNIVERSITÁRIA

2.1 - Avaliação dos Equipamentos Disponíveis.....	22
2.1.1 - Introdução	22
2.1.2 - O uso de motores de combustão interna para a cogeração no setor terciário	23
2.1.3 - Instalações existentes	28
2.2 - Descritivo do Sistema	39
2.2.1 - Introdução	39
2.2.2 - A central de utilidades	40
2.2.3 - As abordagens para a especificação dos circuitos térmicos	41
2.2.4 - Detalhes do sistema de refrigeração por absorção	43
2.2.5 - Combustíveis disponíveis na Região de Campinas	45
2.3 - Estudo Energético	49
2.3.1 - Introdução	49
2.3.2 - Estimativa das curvas de carga térmica e elétrica diárias	49
2.3.3 - Análise energética do sistema	50
2.4 - Avaliação Econômica.....	56
2.4.1 - Introdução	56
2.4.2 - Custos, benefícios e outras implicações	56
2.4.3 - Custo de aquisição e custo de instalação	57
2.4.4 - Custo de manutenção	59
2.4.5 - Custo de produção de eletricidade.....	59
2.4.6 - Metodologia utilizada.....	60
2.4.7 - Resultados da análise econômica	67
2.5 - Comentários	73

CAPÍTULO 2 - COGERAÇÃO COM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA: ESTUDO DE CASO PARA UMA SUB-UNIDADE UNIVERSITÁRIA

2.1 - Avaliação dos Equipamentos Disponíveis

2.1.1 - Introdução

Nos anos recentes, os países industrializados têm incrementado, de uma maneira eficiente, a geração descentralizada de energia elétrica. Nesse contexto, têm se destacado as tecnologias de cogeração, que consistem em técnicas de produção simultânea de energia elétrica ou mecânica e calor útil a partir da queima de um único combustível.

No Brasil, a evolução desse modo de geração de energia ocorreu principalmente nas indústrias de grande porte, que se viram obrigadas a investir na cogeração por estarem diante de um risco de déficit cada vez mais eminente, e, também, devido à inerente eficiência desse modo de geração de energia.

Nos Estados Unidos e na União Européia - UE, além das tecnologias de grande porte, vêm-se destacando as tecnologias de cogeneradores compactos, as quais vêm sendo utilizadas com um potencial bastante significativo no panorama energético destes países.

O cogenerador compacto é um sistema de cogeração de pequeno porte, que pode ser aplicado ao setor terciário (clubes, hotéis, hospitais, condomínios residenciais, pequenas empresas, etc.).

Legislações vigentes nos E.U.A. e nos países da U.E. têm favorecido a cogeração compacta, que vem utilizando equipamentos que tendem a substituir o uso de plantas com turbinas a vapor, onde a capacidade exigida de produção de eletricidade e calor são relativamente reduzidas. Entre estes equipamentos se enquadram os motores alternativos e as pequenas turbinas a gás.

A implementação da cogeração no setor terciário se deve a várias condições, dentre as quais pode-se destacar:

- a existência de um balanço energético satisfatório dos cogeradores compactos;
- o encorajamento por parte de concessionárias que comprem o excedente de eletricidade do cogerador qualificado;
- o custo relativamente baixo associado a produção de calor e eletricidade.

Existem alguns obstáculos na competitividade de cogeração usando tecnologias compactas, tais como:

- a máxima valorização de recursos energéticos (calor e eletricidade), o que pode ser assegurado para equipamentos operando o maior número de horas anuais possíveis;
- a existência de grandes penalidades pelas companhias elétricas, no caso de falta de atendimento do produtor independente.

Em vista de um incremento considerável do número de requerimentos para a conexão com a rede pública, os E.U.A. e vários países da Europa têm feito regulamentações para possibilitar a interligação, operação e proteção destas instalações [13,14,15].

Um dos objetivos deste capítulo é, particularmente, apontar o uso de motores alternativos utilizados para a cogeração de energia elétrica ou mecânica e calor nos países industrializados, como um meio alternativo e racional de gerar eletricidade e calor no Brasil, visando atingir o setor terciário e, ainda, buscando uma maior eficiência do sistema energético nacional.

2.1.2 - O uso de motores de combustão interna para a cogeração no setor terciário

O incremento dos custos dos derivados de petróleo decorrente das crises de petróleo na década de 70, tem provocado uma mudança na forma de conceber os processos de produção de calor e eletricidade, procurando fontes alternativas de combustíveis para gerar calor e eletricidade. Entre essas formas de concepção, também se considera a produção de calor e

eletricidade através do uso de gases de escape e de água de refrigeração de motores de combustão interna, que além de poder propiciar um baixo nível de poluição, dependendo do combustível utilizado, implica numa economia de energia primária. Essa forma de conceber calor e eletricidade tem sido muito difundida nos países industrializados, consistindo usualmente em motores de combustão interna acoplados a geradores elétricos e a trocadores de calor para recuperar calor residual de água de refrigeração e de gases de escape. Essas tecnologias denominadas de microcogeneradores ou ainda cogeneradores compactos constituem-se de motores de automóveis ou industriais, modificados para funcionar com gás natural, biogás, GLP, óleo diesel, entre outros combustíveis (raramente a gasolina), desenvolvidas e comercializadas em unidades modulares. A menor capacidade elétrica comercialmente encontrada para essas unidades é de 7 kW (denominada TOTEM 7 - Total Energy Module) sendo que já existem unidades bem menores em desenvolvimento nos E.U.A., com capacidade de 2 kW, típica de uma residência familiar, conforme afirma Amundsen [16].

Os componentes principais de uma unidade de microcogeração nessa versão são:

- um motor;
- um gerador elétrico;
- um sistema de recuperação de calor residual;
- um sistema de controle, assegurando a segurança e eficácia da instalação;
- quando necessário, um isolante acústico para evitar ruídos excessivos.

Um sistema de microcogeração utilizando motor de combustão interna pode ser projetado, visando a produção de calor e eletricidade, na razão 1:1, 1:2 e até 1:3, ou seja, de 50 a 70% da energia do combustível entregue ao sistema está disponível na forma de calor, e de 23 a 30% disponível na forma de eletricidade.

O rendimento energético desses sistemas varia de 80 a 98%. O calor produzido por essas instalações é disponível numa faixa de temperatura entre 80 a 600 °C.

A figura 17 mostra em corte uma unidade denominada TOTEM, constituída de um motor Fiat 127, de 903 cc, gerando 15 kW de eletricidade e 39 kW de calor.

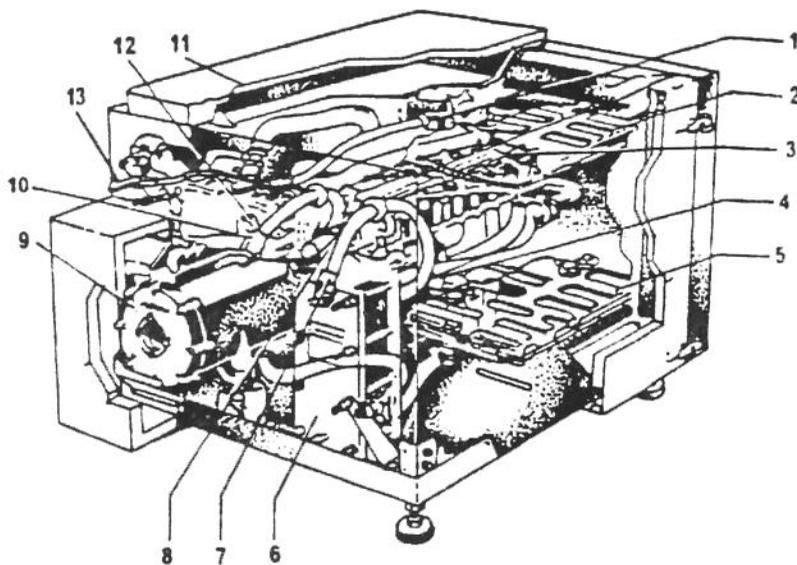


Figura 17 - TOTEM

Nesta figura, tem-se:

- 1 - Motor
- 2 - Reservatório de água
- 3 - Trocador de calor gases de escape/água
- 4 - Trocador de calor óleo/água
- 5 - Reservatório de óleo
- 6 - Trocador de calor água/água
- 7 - Saída de água quente
- 8 - Escapamento
- 9 - Gerador assíncrono
- 10 - Entrada de água fria
- 11 - Isolante térmico e acústico
- 12 - Entrada de ar
- 13 - Alimentação de combustível

A figura 18 detalha, de uma maneira esquemática, o funcionamento do sistema mostrado na figura 17, apresentando o processo de recuperação do calor residual dos gases de escape e da água de refrigeração do motor.

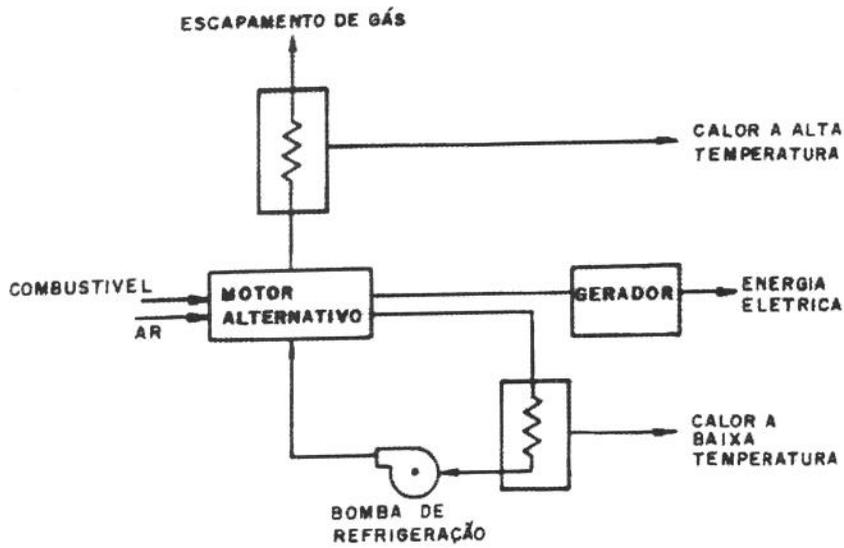


Figura 18 - Esquema de funcionamento de um microgerador

Uma alternativa de utilização de motores de combustão interna em sistemas de microgeração é mostrado na figura 19, onde aparece o acoplamento do sistema a uma bomba de calor por compressão de vapor de freon. Este é um sistema difundido na Europa e nos EUA [17], através do qual, além de se gerar energia elétrica, utiliza-se o ciclo de compressão a vapor para aquecimento de ambiente.

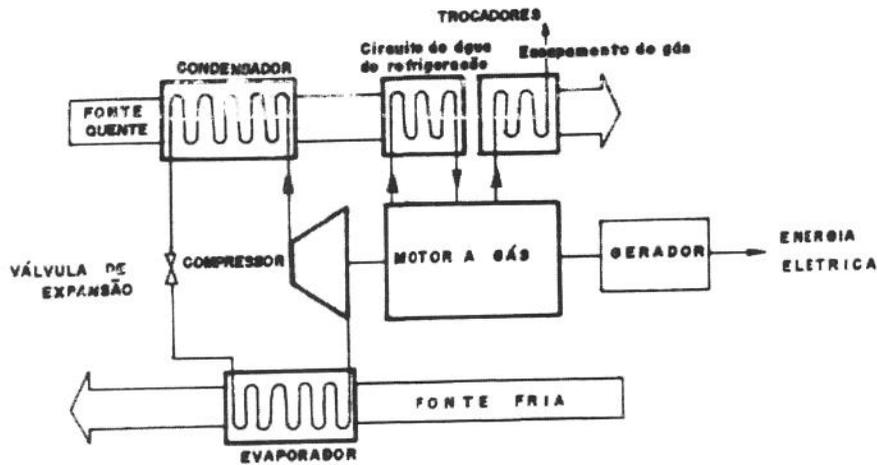


Figura 19 - Utilização do microgerador para aquecimento de ambientes

Outra alternativa utilizada é o acoplamento do microgerador com uma bomba de calor por absorção. Nesse caso, o calor disponível no sistema de microgeração é utilizado para refrigeração de ambientes, reduzindo a demanda elétrica dos condicionadores tradicionais.

A característica particular do sistema de absorção consiste em requerer um consumo muito pequeno de trabalho, pois o processo de bombeamento envolve um líquido. Por outro lado, deve-se dispor de uma fonte térmica de temperatura relativamente alta (80 a 200 °C). O equipamento envolvido num sistema de absorção pode ser justificado economicamente nos casos onde é disponível uma fonte térmica adequada e que, de outro modo, seria desperdiçada, como no caso do calor recuperado nos sistemas de microcogeração. Maiores detalhes sobre sistema de refrigeração por absorção serão dados no item 2.4 deste capítulo e no item 3.6 do capítulo 3.

Existe um grande número de tecnologias de microcogeneradores comercializados nos países da Europa e nos E.U.A.. Dentre os fabricantes de microcogeneradores compactos utilizando motores alternativos, têm-se os seguintes [18]:

-TECOGEM	E.U.A
-VALMET	Finlândia
-NEDALO B.V. UITHOORN	Holanda
-HAWTHORNE Engine Systems	E.U.A.
-WAUKESHA Enginator Electric Generating Systems	E.U.A
-CET-Gruppo Alcatel Face	Itália
-MAN Technologie	Alemanha
-DORMAN Diesels	Inglaterra
-Lang Energy Systems(EUROTEC)	Holanda
-BIKLIM(TOTEM)	Itália
-JENBACHER Werke A.G	Áustria
-GEVEKE MOTOREN	Holanda
-DALE Electric of Great Britain	Reino Unido

No anexo A, apresentam-se maiores informações sobre alguns dos vários fornecedores e fabricantes de cogeneradores compactos nesta versão.

2.1.3 - Instalações existentes

2.1.3.1 - Caso de supermercado

Uma tecnologia mais complexa, numa nova concepção de sistema de cogeração para supermercados, vem sendo idealizada e testada num supermercado típico em Los Angeles [19], onde as necessidades de energia elétrica são caracterizadas como mostrado na tabela 5.

Tabela 5 - As necessidades de energia elétrica no supermercado	
USO	PORCENTAGEM
Sistema de refrigeração	54%
Iluminação	25%
Sistema de ar condicionado	17%
Outros	4%
Total	100%

Nesta concepção, mostrada esquematizada na figura 20, o sistema de cogeração é capaz de fornecer energia para toda a refrigeração, aquecimento de ambiente, água aquecida, e alguma eletricidade para iluminação do supermercado típico.

Quatro compressores de refrigeração e um gerador/motor de indução (125 hp, ou 94 kW) são acionados por um motor de combustão interna a gás, de potência nominal de 110 hp (82 kW). Todos os componentes, exceto o condensador, são montados em duas plataformas de arrasto (bases), para facilitar a instalação na sala de máquinas e reduzir o custo de instalação.

Para atender à grande quantidade de energia requerida pelo sistema de refrigeração do supermercado, a unidade de cogeração foi projetada para acionar os compressores de refrigeração utilizando diretamente a força de saída do motor de combustão queimando gás natural, de maneira que o sistema gere calor e energia mecânica.

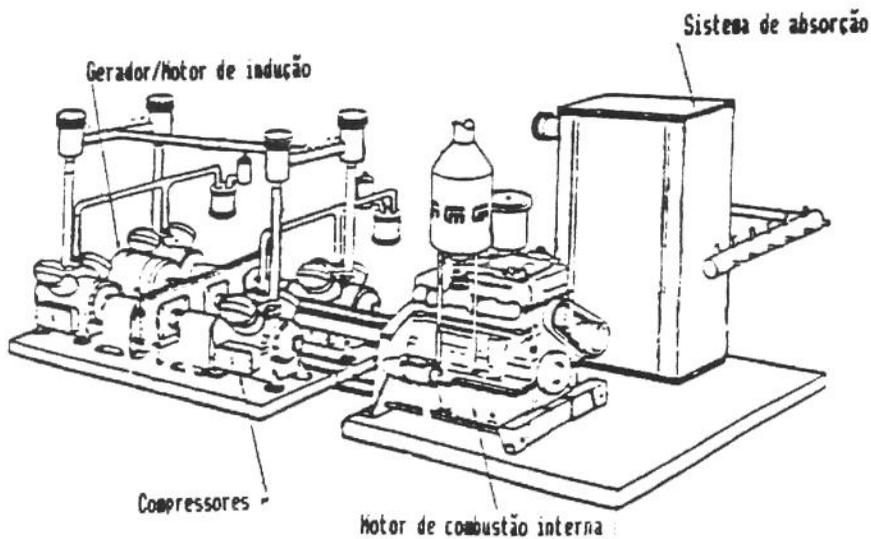


Figura 20 - O protótipo do sistema de cogeração para supermercado

As vantagens desse arranjo (acionando compressores e gerador elétrico), quando comparado com um sistema de cogeração projetado para acionar somente o gerador elétrico, são [19]:

- pela combinação dos sistemas de cogeração e refrigeração, pode-se obter uma redução do custo inicial, quando comparado com sistemas separados de cogeração e refrigeração;
- o espaço exigido da casa de máquinas é menor do que o necessário para sistemas separados;
- o uso de compressores não-herméticos em vez dos semi-herméticos reduz o requerimento de potência para refrigeração.

O gerador/motor de indução pode ser acionado pelo motor a gás para produzir eletricidade, ou pode ser usado para acionar os compressores de refrigeração durante períodos de manutenção do motor a gás.

A recuperação de água quente é usada principalmente para acionar um refrigerador por absorção, o qual incrementa a capacidade de refrigeração do sistema.

Esse sistema de cogeração possui dois modos distintos de operação, dependendo da necessidade ou não de aquecimento do ambiente, os quais referem-se ao verão e ao inverno.

A figura 21 mostra o balanço de energia para o sistema operando no verão, quando a temperatura do ambiente é de 95 °F (~35 °C).

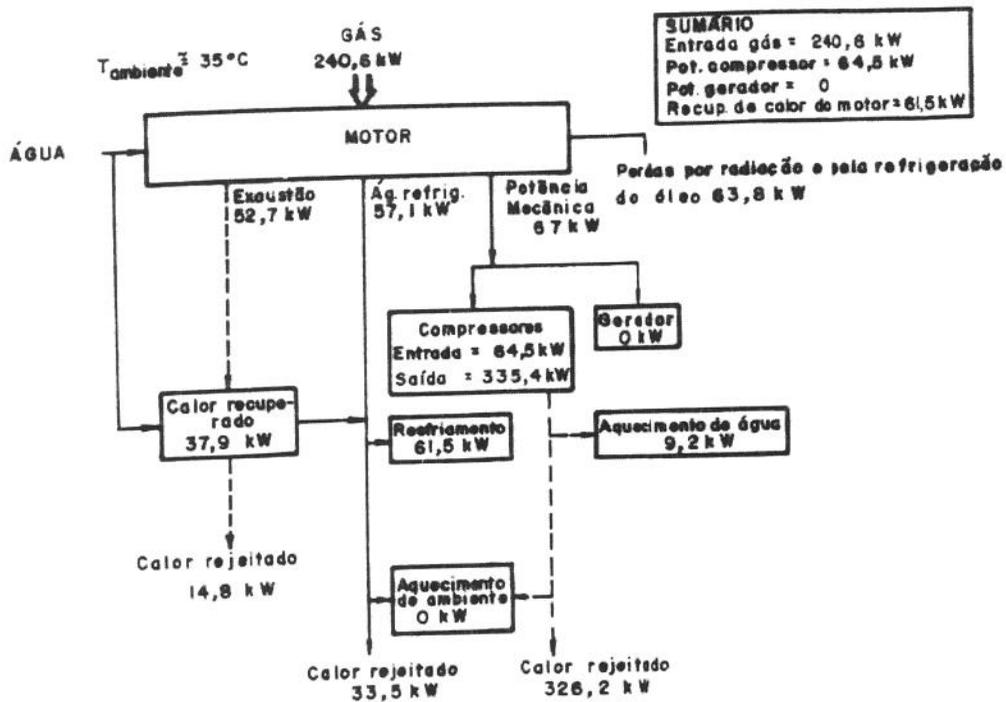


Figura 21 - Balanço de energia para operação no verão [19]

A figura 22 mostra o balanço de energia para o sistema operando no inverno, quando a temperatura do ambiente é de 35 °F (~1,3 °C).

A tabela 6 mostra as economias projetadas do sistema de cogeração para 5 áreas metropolitanas diferentes. Os custos de instalação e operação do sistema de cogeração são comparados com o custo de um sistema de refrigeração todo elétrico. Apresentam-se as diferenças dos custos anuais de operação dos dois sistemas.

Para verificar se há ou não um benefício de usar o sistema de cogeração, em vez do sistema de refrigeração todo elétrico, além de se considerar os custos de investimento, devem-se observar três custos operacionais:

- 1) O custo do gás consumido pelo sistema de cogeração;
- 2) A redução no custo de compra de eletricidade da rede, já que o sistema de cogeração aciona mecanicamente os compressores de refrigeração e ainda gera eletricidade;
- 3) O custo de manutenção atribuído ao motor.

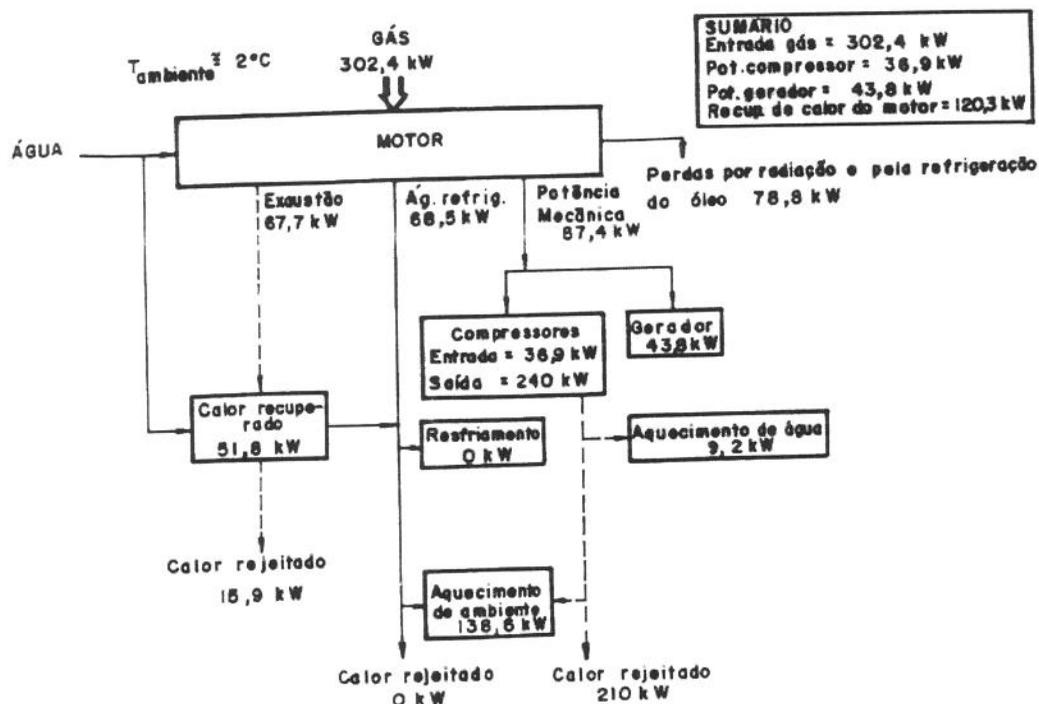


Figura 22 - Balanço de energia para operação no inverno [19]

É importante observar que existem diferenças de viabilidade, dependendo da localização do supermercado, principalmente devido as diferenças de tarifas de gás e eletricidade para cada área metropolitana em questão.

Assim, o benefício total será a diferença entre o ganho devido à eletricidade não mais comprada da rede e os gastos com gás natural e manutenção do motor de combustão interna.

Tabela 6 - Benefícios econômicos da instalação de um sistema de microgeração em supermercados (US\$ de 1984) [19]

Gastos ou Ganhos	LOCALIDADES				
	Atlanta	Chicago	Dallas	Los Angeles	New York
Operação(US\$/ano)					
Gás	39.446	34.154	22.186	50.110	36.800
Eletricidade	90.216	55.248	37.790	80.548	116.100
Manutenção do motor a gás	12.000	12.000	12.000	12.000	12.000
Benefício Total	48.770	9.094	3.604	18.438	67.300
Período de amortização em anos	1,6	6,8	17,3	3,4	0,9

O período de amortização ou tempo de recuperação de capital representam o tempo em anos para as economias líquidas se igualarem à diferença de custo entre o sistema de

e o sistema convencional de refrigeração usando eletricidade. A diferença estimada entre o custo dos dois sistemas é de US\$62.260 [19].

2.1.3.2 - Caso de um hotel

Um estudo de alternativas de microcogeneradores para um hotel hipotético localizado no sul da Califórnia foi realizado por Eto e Gates [20]. A avaliação consistiu em estimar 3 sistemas de cogeração de capacidades diferentes e 3 estratégias de operações diferentes, comparando os custos de operação com o de uma planta convencional de calor.

As figuras 23 e 24 ilustram a variação das necessidades energéticas do hotel, no inverno e no verão.

A planta central convencional gera a energia térmica necessária ao hotel, utilizando um aquecedor de água doméstico com eficiência de 0,75, duas caldeiras de água quente idênticas com 182 kW cada (eficiência de 0,75) e dois resfriadores centrífugos herméticos de 200 toneladas de refrigeração (705 kW) cada (COP=3,8). A planta utiliza como combustível gás natural. A eletricidade necessária é comprada da rede local. A tabela 7 resume as características do hotel.

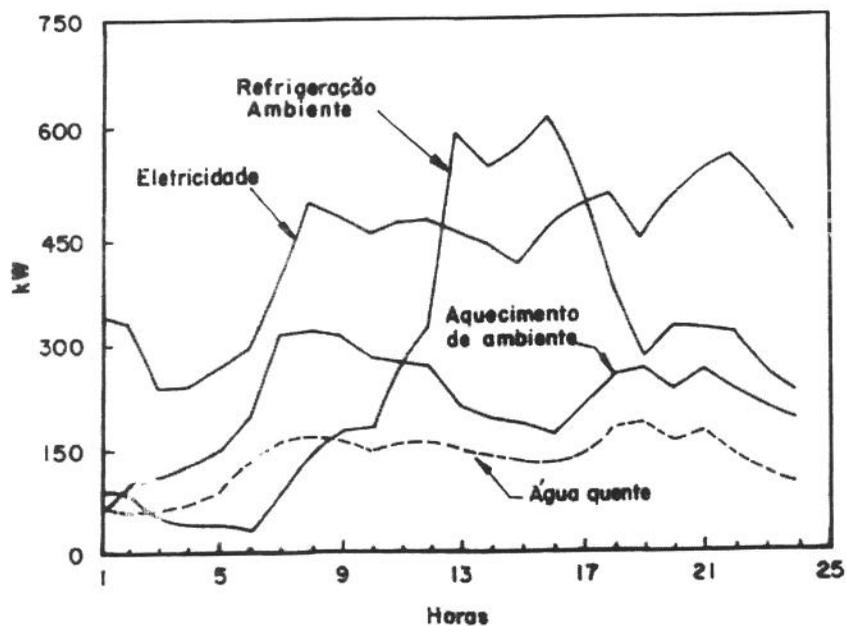


Figura 23 - Demanda de energia no inverno [20]

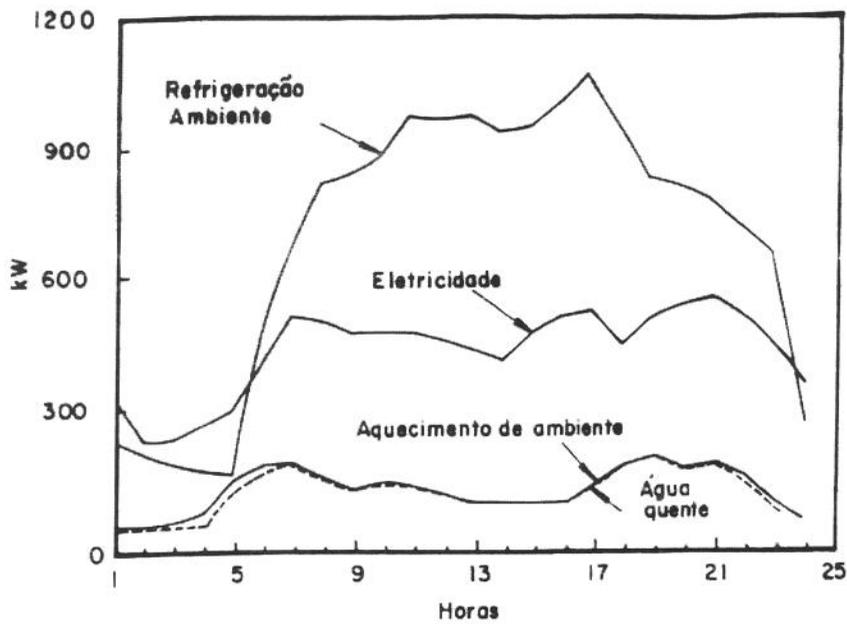


Figura 24 - Demanda de energia no verão [20]

Uma das alternativas de cogeração especificadas seria utilizada, e a central convencional do hotel só funcionaria em caso de falha.

A primeira alternativa de microcogeração consiste em duas unidades de 100 kW utilizando motor a gás natural equipado com gerador elétrico e recuperador de calor. A segunda alternativa teria duas unidades de 200 kW, e a terceira duas unidades de 300 kW. Para suprir as necessidades de eletricidade, a eficiência de conversão elétrica foi fixada em 26,8% e a máxima recuperação de calor foi fixada em 49,4% da energia do combustível na entrada.

Quanto as estratégias de operação, foram feitas as seguintes considerações:

- Na primeira estratégia, o sistema de cogeração supriria toda a demanda elétrica necessária do hotel, ou seja, trabalharia em paridade elétrica, sendo que o calor produzido em excesso da demanda do hotel seria jogado fora.
- Na segunda estratégia de operação, o sistema de cogeração supriria toda a demanda térmica necessária ao hotel, ou seja, trabalharia em paridade térmica, sendo que a eletricidade produzida em excesso seria vendida para rede local.
- Na terceira estratégia de operação, o sistema de cogeração funcionaria na máxima carga e o excesso de calor seria jogado fora, mas o excesso de eletricidade seria vendido para a rede local.

Tabela 7 - Características do hotel

Dimensão	29.264 m ² sendo 30% de áreas pública, 65% de apartamentos e 5% de áreas de serviço
Construção	Armação de concreto reforçado, com 2,7 m de pavimento para pavimento (10 andares)
Vidros	70% da parede oeste; 54% da parede leste 10% da parede sul e 4% da parede norte
Operação/Ocupação	24 horas de operação/2900 pessoas(máximo)
Temperaturas fixas	25,5°C para refrigeração; 22,2°C para aquecimento durante o dia e 20,0°C para aquecimento durante a noite
Carga Interna	Iluminação, equipamentos elétricos e elevadores: 10,8 W/m ² (24 h por dia)

Assumindo um custo fixo de instalação de 1000 US\$/kW e um custo de operação de 0,015 US\$/kWh, os resultados encontrados são sumarizados na tabela 8, que compara os custos das três alternativas de cogeração com o custo da planta central convencional de serviço do hotel.

Essa tabela indica que, entre as três alternativas de cogeração para o hotel, a de menor período de amortização é a que utiliza duas unidades de 200 kW (400 kW total). A alternativa de duas unidades de 100 kW (200 kW total) apresenta como período de amortização praticamente o dobro da segunda alternativa. Quanto à terceira alternativa, ou seja, aquela que utiliza duas unidades de 300 kW (600 kW total), ela apresenta maior economia de escala, mas não corresponde com grandes porcentagens de ganho sobre a segunda alternativa (2X200 kW), além de possuir um período de amortização um pouco maior.

Tabela 8- Investimento nas alternativas de cogeração para o hotel

Estratégias de Operação	A	B	C	D	E	A+B+C+D+E	Economia (k\$) (%)	# Período de Amortização (ANOS)
	Eletricidade (k\$)	Gás Natural (k\$)	Reserva (k\$)	O & M (k\$)	Venda (k\$)	Total (k\$)		
Planta Convencional	401.2	50.7	0.0	0.0	0.0	451.9		
2 - 100 kW								
Paridade Elétrica	204.3	166.7	1.9	27.6	0.0	400.5	51.4(11.4)	5.8
Paridade Térmica	210.5	163.6	1.9	26.1	0.0	401.9	50.0(11.1)	6.0
Máxima Carga	204.3	166.7	1.9	27.6	0.0	400.5	51.4(11.4)	5.8
2 - 200 kW								
Paridade Elétrica	65.8	158.8	3.8	52.0	0.0	280.5	171.5(37.9)	2.9
Paridade Térmica	116.7	135.7	3.8	41.3	0.0	297.6	154.3(34.1)	3.2
Máxima Carga	65.8	165.4	3.8	55.2	5.7	284.5	167.4(37.0)	3.0
2 - 300 kW								
Paridade Elétrica	6.7	166.0	5.8	62.4	0.0	240.9	211.1(46.7)	3.3
Paridade Térmica	88.1	123.7	5.8	48.3	12.1	253.6	198.3(43.9)	3.5
Máxima Carga	6.7	198.5	5.8	82.8	48.7	245.0	206.9(45.8)	3.4

É importante observar que a estratégia de operação em paridade elétrica para qualquer que seja a alternativa de cogeração apresenta menores custos efetivos do que a estratégia de operação em paridade térmica. Ou seja, apesar da estratégia de operação em paridade elétrica apresentar custos adicionais devido ao aumento do consumo de gás natural e do custo de operação e manutenção, esta apresenta uma redução no custo de produção de eletricidade que se mostra mais significativa para as alternativas de maiores potência.

Na ocasião dos estudos realizados por Eto e Gates [20], para se cogear e vender excedente para a rede pública nos E.U.A., só existia um critério de determinação da eficiência da planta de cogeração estabelecido pelo PURPA-"Public Utility Regulatory Policy Act" (ainda em vigor em alguns estados), que é uma lei do governo americano que regulamenta os direitos e deveres para os cogedores e as concessionárias, e qualifica o cogedor. As eficiências

calculadas segundo o PURPA para as três alternativas de cogeração do hotel são mostradas na tabela 9.

O critério de eficiência estabelecido segundo o PURPA qualifica o cogrador que possuir uma eficiência de no mínimo igual a 42,5%. Esta eficiência, para a decisão dos parâmetros de referência legais e adequação do cogrador, é calculada pela razão entre a energia elétrica útil mais a metade da energia térmica útil na saída da instalação e a energia de entrada do combustível.

Tabela 9- Análise das eficiências segundo o critério do PURPA [20]

	A	B	C	(PURPA)
	Combustível	Eletricidade	Calor recuperado	Eficiência
	(GWh)	útil	(GWh)	(%)
	(GWh)	(GWh)	(GWh)	(%)
2 - 100 kW				
Paridade Elétrica	6,83	1,85	3,22	50.5
Paridade Térmica	6,51	1,73	3,22	51.5
Máxima Carga	6,83	1,85	3,22	50.5
2 - 200 kW				
Paridade Elétrica	12,95	3,46	5,10	46.5
Paridade Térmica	10,43	2,75	5,10	50.9
Máxima Carga	13,66	3,69	5,10	45.6
2 - 300 kW				
Paridade Elétrica	15,86	4,16	5,69	44.2
Paridade Térmica	12,37	3,22	5,98	50.2
Máxima Carga	20,49	5,51	5,98	41.5

Observe-se então, que segundo o critério de adequação do governo americano (PURPA), as alternativas de sistemas de cogeração para o hotel, operando na estratégia de paridade térmica possuem maiores eficiências do que as estratégias de operação desperdiçando calor. Hoje, nos E.U.A., existe também a venda de eletricidade excedente através do critério de licitação, conforme ver-se-á no capítulo 4.

2.1.3.3 - Utilização do biogás em motores térmicos

Thomas e Delval [21] estudaram as características dos biogases obtidos da fermentação de resíduos vegetais e de gestos animais para serem usados em sistemas de cogeneradores compactos numa fazenda com 3.000 porcos, localizada em Taiwan. A composição média do biogás obtido é mostrada na tabela 10.

Eles observaram também que o poder calorífico inferior variou entre 18 a 26 MJ/Nm³.

O estudo foi baseado em duas alternativas de microcogeração: a primeira utilizando o sistema TOTEM, mostrado anteriormente na figura 17, e a segunda usando o sistema Duvant-Crepelle, que utiliza motores diesel-gás com capacidades de produção elétrica entre 196 a 894 kW. A figura 25 mostra alguns detalhes do sistema Duvant-Crepelle.

Tipo de gás	Porcentagem(%)
Metano(CH ₄)	50 - 70
Gás carbônico(CO ₂)	35 - 40
Hidrogênio(H ₂)	1 - 3
Oxigênio(O ₂)	0,1 - 1
Monóxido de carbono(CO)	0 - 0,1
Azoto(N ₂)	0,5 - 3
Vapor de água(H ₂ O)	variável
Outros(H ₂ S, NH ₃ , C _n H _{2n})	1 - 5

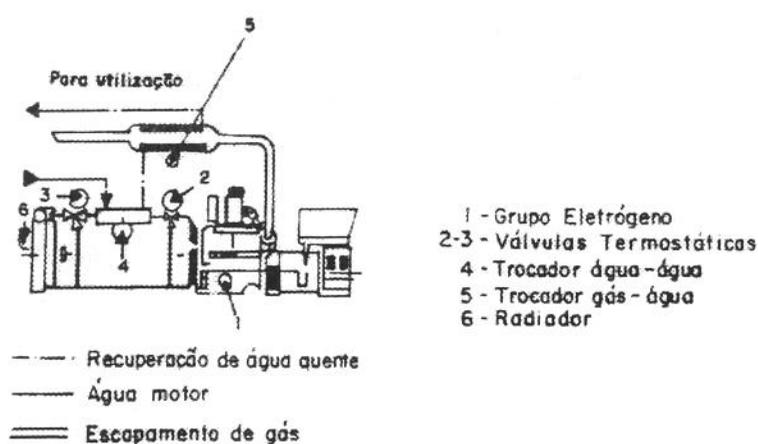


Figura 25 - O sistema de recuperação de calor Duvant-Crepelle

O esquema de instalação do sistema de cogeração na fazenda é mostrado na figura 26.

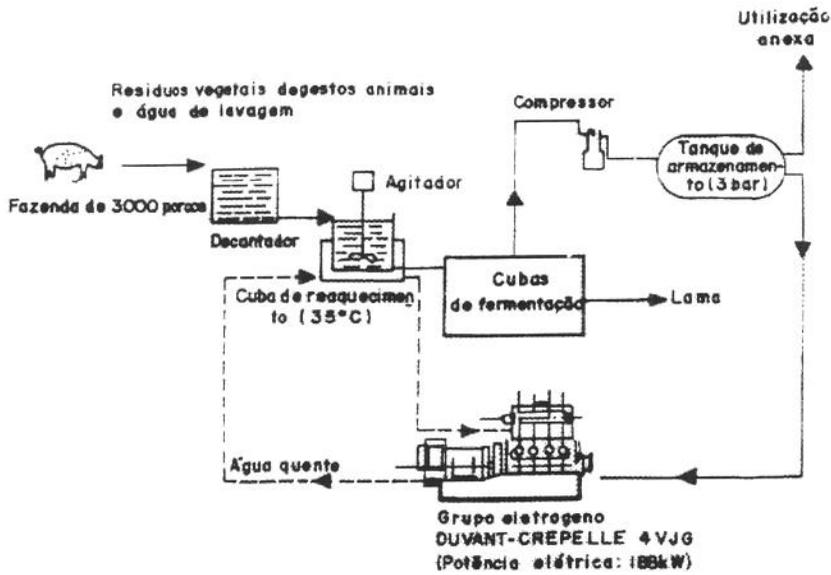


Figura 26 - Esquema da instalação em Taiwan

Os resultados obtidos do balanço de energia para as duas unidades são mostrados nas tabelas 11 e 12.

Porcentagem CH ₄	62	74
PCI(kJ / Nm ³)	22.600	29.031
Consumo de gás(Nm ³ / h)	8,33	6,51
Energia introduzida(kW)	52,2	52,5
Energia mecânica(kW)	15,2	12,6
Rendimento do motor(%)	29	24
Potência elétrica(kW)	13,8	11,5
Calor recuperado(kW)	36,8	37,2
Rendimento Global(%)	97	93

Como a fazenda possui 5 digestores com uma capacidade máxima de 1650 m³, produzindo 138 Nm³/h de biogás, observa-se a possibilidade de haver várias alternativas de se utilizar os sistemas com motores a biogás, oferecendo perspectivas para se realizar economia de energia primária, ou melhorar a rentabilidade da instalação existente.

Tabela 12 - Balanço energético de sistemas Duvant-Crepelle para biogás com um poder calorífico inferior de 23.020 kJ/Nm³

Tipo de motor	4 VJG (4 cilindros)		5 VJG (5 cilindros)	
	(1)	(2)	(1)	(2)
Versão				
Consumo de gás(Nm ³ / h)	80,8	153,1	101,0	191,4
Energia introduzida(kW)	583,5	1.065,2	729,5	1.331,6
Energia mecânica(kW)	216,3	397,8	271,0	494,6
Rendimento do motor(%)	37,1	37,4	37,2	37,2
Potência elétrica(kW)	196	368	248	460
Calor recuperado(kW)	249,4	454,9	311,7	568,6
Rendimento global(%)	76,4	77,3	76,7	77,3

Nota: (1) Aspiração natural. (2) Sobrealimentação.

2.2 - Descritivo do Sistema

2.2.1 - Introdução

No item anterior abordou-se as tecnologias disponíveis de cogeneradores compactos utilizando motores de combustão interna, mostrando alguns aspectos técnicos, a difusão e a utilização destes sistemas em alguns países industrializados.

Nessa etapa, deseja-se escolher um ciclo de cogeração consistente com as necessidades energéticas do prédio do LCA/UNICAMP (Laboratório de Combustíveis Alternativos da UNICAMP). Nesse sentido, determinou-se a demanda térmica do laboratório, utilizando a metodologia de Creder [22], apresentada no anexo C. A demanda elétrica provável foi determinada baseada na potência elétrica instalada no prédio, adotando-se um fator de potência tal qual indicado na seção 2.3.2 [23].

A escolha do ciclo de cogeração é função do balanço elétrico e térmico, sendo que, um fator preponderante é o nível de temperatura desejado para a utilização do calor. Essas características de carga servem para dimensionar o sistema de microcogeração, podendo-se, para alcançar esse objetivo, tomar caminhos distintos de acordo com o tipo de operação desejada, como mostrado no capítulo 1.

2.2.2 - A central de utilidades

O esquema básico do sistema é mostrado na figura 27.

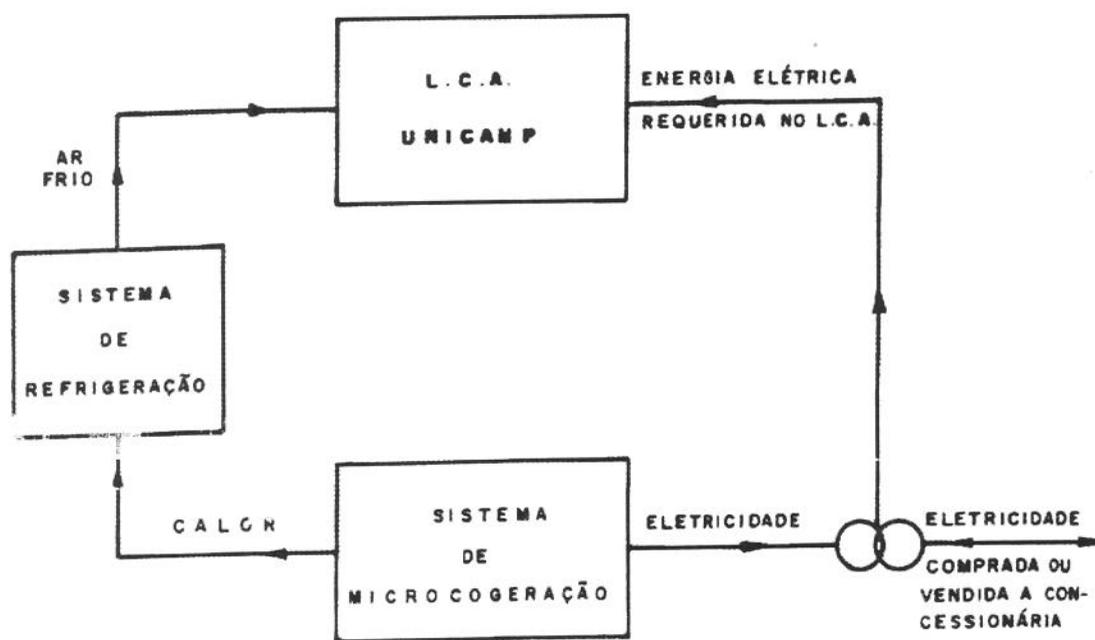


Figura 27 - A central de utilidades

Nesta concepção, o calor produzido será utilizado para a produção de ar frio num sistema de refrigeração por absorção, e a eletricidade produzida não necessariamente será igual à requerida pelo LCA/UNICAMP, conforme se detalha na abordagem energética efetuada na seção 2.3 deste capítulo.

2.2.3 - As abordagens para a especificação dos circuitos térmicos

Como visto, os equipamentos disponíveis utilizam uma proporção significativa de calor residual do sistema, proveniente geralmente do sistema de refrigeração (camisas de refrigeração) e dos gases de escape do motor, sendo que em certos casos o sistema utiliza o calor residual do óleo lubrificante.

Normalmente, o sistema de microcogeração pode ser arranjado para fornecer água quente, ar quente, ou pode ser usado para condicionamento de ar e refrigeração de ambientes (bomba de calor por absorção). A seguir, caracteriza-se algumas das possíveis opções para o circuito térmico do sistema. Nessas abordagens, o sistema de cogeração produz água quente utilizando um circuito intermediário para alimentar o sistema de refrigeração do recinto. Isso decorre do número de fontes existentes para a recuperação de calor residual.

Nas configurações mostradas nas figuras 28, 29 e 30, a água é utilizada como o fluido de transporte de calor para o funcionamento do sistema de refrigeração por absorção.

Observa-se que em sistemas que operam segundo estes diagramas de fluxo, a água está disponível em temperaturas máximas em torno de 140 °C [24].

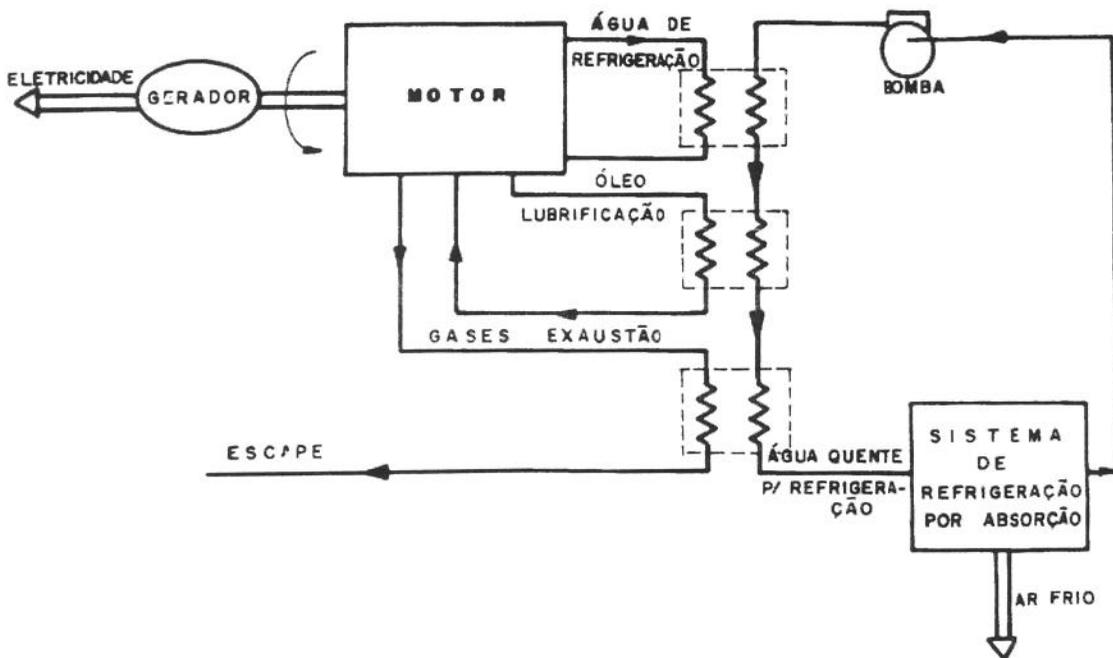


Figura 28 - Primeira abordagem do circuito térmico

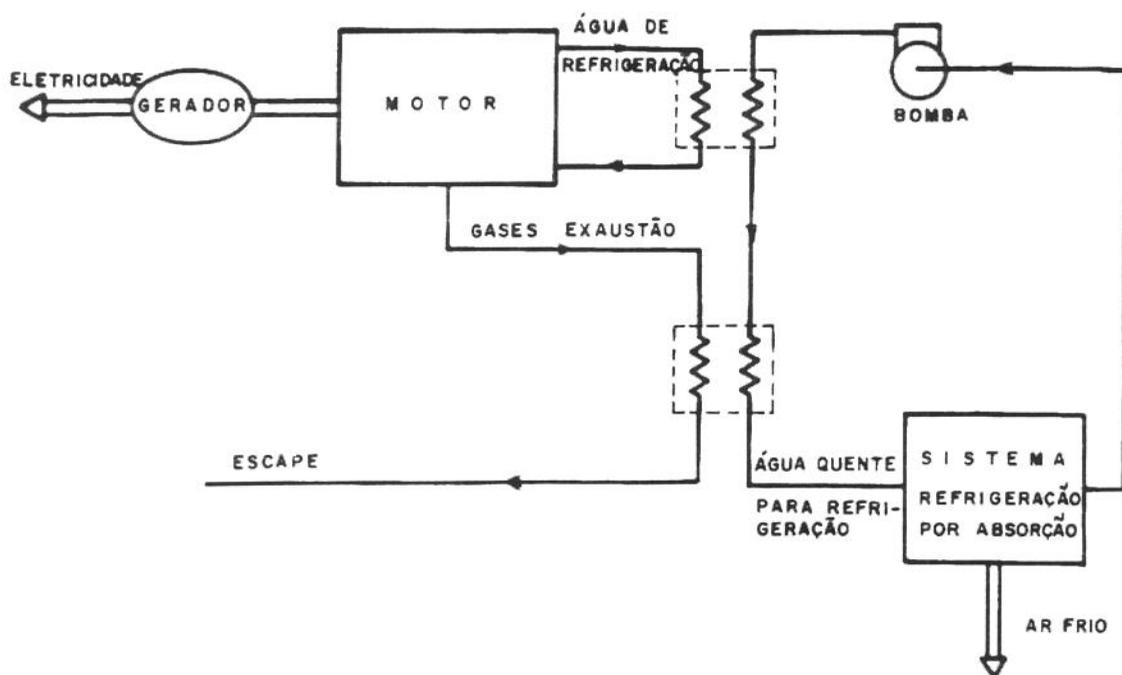


Figura 29 - Segunda abordagem do circuito térmico

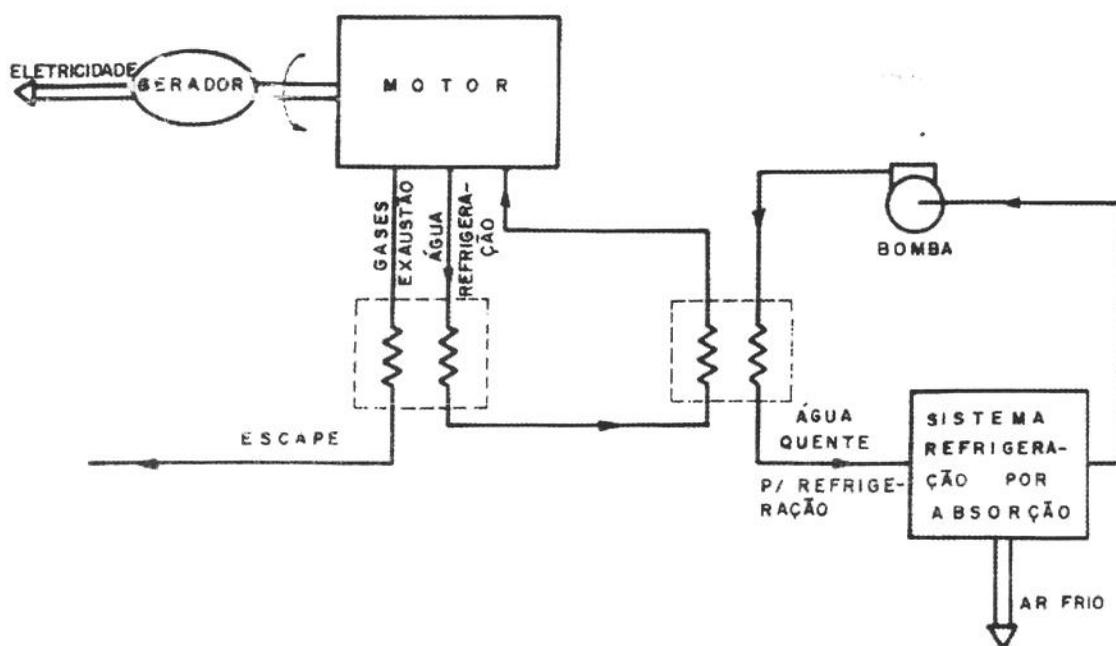


Figura 30 - Terceira abordagem do circuito térmico

Estudos de sistemas de refrigeração por absorção, empregando brometo de lítio ou amônia como fluido de trabalho [25,26,27 e 28], revelam coeficientes de performance para produção de frio entre 0,5 a 1,0 e temperaturas necessárias de operação na faixa de 60 a 200°C, dependendo tipo de fluido utilizado e da capacidade do sistema de refrigeração.

As vantagens do uso do brometo de lítio com relação ao uso da amônia se devem ao fato de que o primeiro opera com pressões bem menores e com temperaturas necessárias no gerador entre 60 e 90 °C, implicando em sistemas menores e de menores custos efetivos. Cabe ressaltar que o fluido de trabalho brometo de lítio é importado, não existindo experiência de fabricação no Brasil.

Para a análise que segue, considera-se a segunda abordagem, pelo fato de se ter disponibilidades de dados, para esta situação (tabela 13).

2.2.4 - Detalhes do Sistema de Refrigeração por Absorção

As máquinas de absorção ou bombas de calor por absorção operam no princípio simples de que, sob baixa pressão absoluta, a água entra em ebulição em baixas temperaturas.

Um sistema de refrigeração por absorção para instalações de microcogeração consiste basicamente em um evaporador, um absorvedor, um condensador, um gerador, um trocador de calor, bombas e auxiliares. Geralmente, na parte mais baixa do sistema são localizados, ocupando uma única carcaça, o absorvedor e o evaporador, sendo que na carcaça superior são localizados o gerador e o condensador.

No evaporador o fluido refrigerante (água, no caso de instalações utilizando solução de água + brometo de lítio, ou amônia, no caso de solução de água + amônia) vaporiza retirando calor do ar a ser refrigerado (produção de ar frio). Isso ocorre graças à baixa pressão mantida no evaporador. No restante do processo de absorção ocorre a regeneração do refrigerante para completar o ciclo termodinâmico.

A figura 31 ilustra o sistema de refrigeração por absorção, para solução de água + brometo de lítio.

Já no absorvedor, a solução fraca de brometo de lítio proveniente do gerador absorve o vapor de água proveniente do evaporador para formar a solução forte dessa substância (brometo de lítio diluído). Assim, a solução diluída é bombeada através do trocador de calor, onde sua temperatura é incrementada. Essa solução forte de brometo de lítio é então encaminhada ao gerador, onde é utilizado o calor produzido pelo sistema de cogeração para desprender o vapor de água da solução fervente, encaminhando-o para o condensador, onde é convertido em líquido e flui para o evaporador abaixo, recomeçando assim o ciclo.

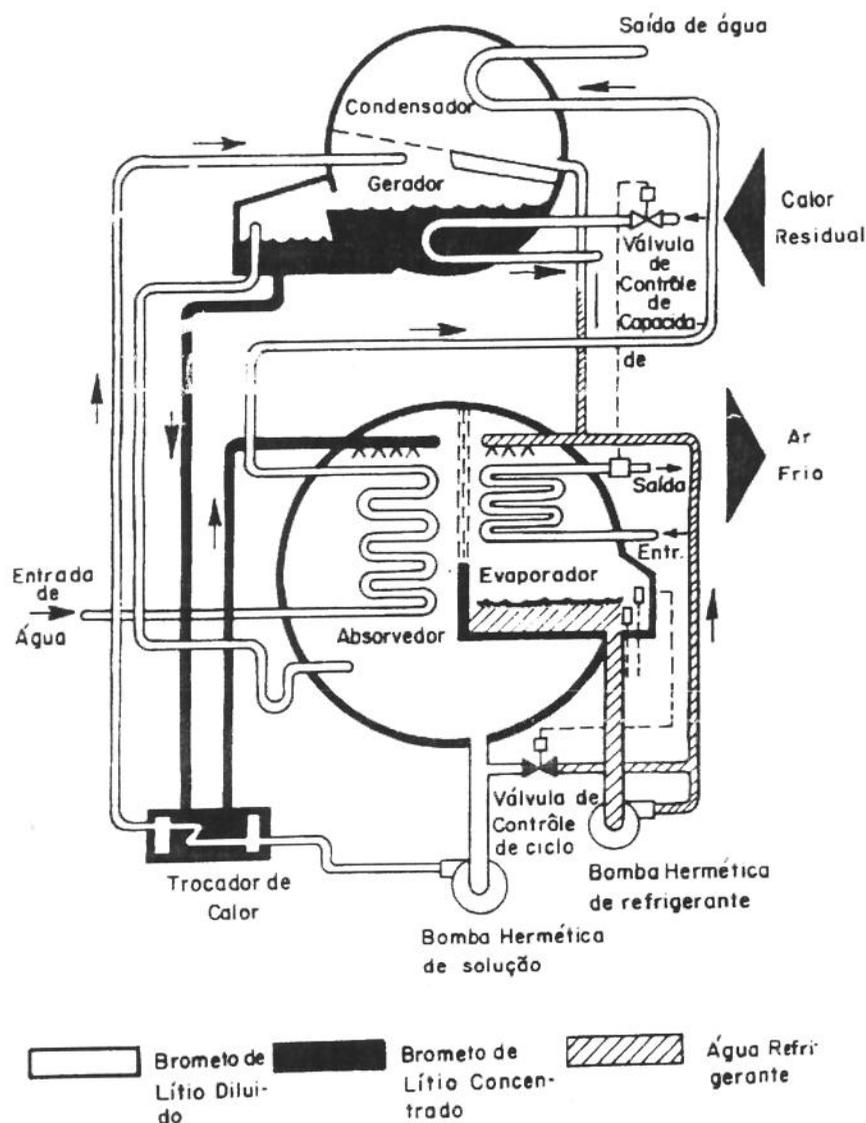


Figura 31 - Sistema de refrigeração por absorção

Para uma caracterização mais detida dos sistemas de refrigeração comercialmente disponíveis [24] para cogeneradores compactos e utilizando brometo de lítio, a tabela 13 mostra as capacidades de refrigeração disponíveis de sistemas de absorção para vários tamanhos de motores utilizados em microcogeração.

Observa-se, desta tabela, que, do total do calor residual recuperado, cerca de 62 % é relativo a calor da água de refrigeração do motor e o restante 38 % relativo a calor dos gases de exaustão.

Tabela 13 - Potências frigoríficas disponíveis para sistemas de refrigeração em função do tamanho do motor [24]

Tamanho motor [HP]	Calor recuperado[TR]		Capacidade de refrigeração[TR]	
	Refrig.	Exaustão	Refrig	Refrig.+Exaustão
100	21	13	15	24
200	42	25	30	48
300	63	38	45	72
400	84	50	60	96
500	106	64	75	120
600	126	76	90	144
800	168	100	120	192

Obs.: TR refere-se a toneladas de refrigeração

2.2.5 - Combustíveis disponíveis na Região de Campinas

Teoricamente, as unidades de microcogeração podem operar com qualquer combustível para sustentar o motor.

Nos anos recentes, devido aos conceitos de desenvolvimento sustentável, a escolha do tipo de combustível a ser usado tem considerado a proteção ambiental do local da instalação. Por exemplo em algumas áreas do planeta, tais como em alguns territórios dos E.U.A., Japão,

Norte da Europa e em algumas ilhas particulares, as limitações da escolha do tipo de combustível é voltada para a emissão de poluentes, tais como óxidos de nitrogênio (NO_x), dióxido de enxofre (SO₂), entre outros. Em alguns casos, quando o nível requerido de NO_x ou de monóxido de carbono (CO) é baixo, usam-se sistemas de catalizadores seletivos, já disponíveis comercialmente nesses países.

Na prática, nos E.U.A. e na Europa, muitos sistemas têm utilizado o gás natural, o biogás e o GLP. Onde esses gases não são disponíveis, o óleo diesel pode ser usado. Sistemas maiores podem usar sistema de alimentação de combustível dual: diesel para partida e gás para operar o funcionamento. Nesses países, não se têm utilizado gasolina em sistemas de microgeração, devido principalmente a aspectos econômicos e institucionais.

Os combustíveis são normalmente selecionados com base na disponibilidade e preços. Em certos casos, quando o custo de transporte é muito alto, o uso de determinado combustível pode ser inviável.

A seguir, faz-se uma abordagem dos vários combustíveis com relação ao panorama brasileiro, para posteriormente optar-se pelos mais viáveis em termos de disponibilidade para o local da instalação.

2.2.5.1 - Gás natural

A utilização do gás natural apresenta diversas vantagens em relação aos demais combustíveis: é o mais limpo (pouco poluente), de fácil queima e o mais barato entre os disponíveis.

No Brasil, o gás natural vem apresentando uma oferta crescente nos últimos anos, e tem grandes possibilidades de ter sua produção ampliada. Já existem experiências de uso do gás natural nas cidades do Rio de Janeiro e São Paulo, mas ainda não existe a possibilidade da utilização deste combustível na região de Campinas, onde se espera que, num futuro breve,

com a construção do gasoduto Bolívia-Brasil, seja possível se reverter esta situação. Por esse motivo, o gás natural será considerado na análise técnica e econômica desenvolvida mais adiante neste capítulo.

2.2.5.2 - Gás de biodigestor

Grandes estações de tratamento de degestos animais oferecem uma boa oportunidade para operar unidades de microcogeração com o biogás. Apresentando geralmente um baixo custo, os gases oriundos de biodigestores possuem um baixo e variado poder calorífico. Devido a esse fato, a potência de saída é usualmente reduzida e a partida do motor é em sobrecarga. Entretanto, estações de biodigestores são de custos relativamente altos, e exigem locais apropriados para sua operação, o que sem dúvida impossibilita o uso desse combustível para a instalação do LCA/UNICAMP.

2.2.5.3 - Gás liquefeito de petróleo (GLP)

O GLP é um bom combustível para ser usado em unidades de microcogeração. É mais caro do que o gás natural e o óleo diesel. Embora o custo do GLP seja razoável, em certas situações, o custo de armazenamento pode ser muito alto, podendo ser sustentável em locais onde o seu uso possui outros fins. Além deste fato, a legislação brasileira não permite o uso do GLP para a geração de eletricidade e o seu uso é predominantemente como combustível doméstico, o que o torna não recomendado para a instalação do LCA/UNICAMP.

2.2.5.4 - Óleo diesel

Para cada barril de petróleo que é refinado, em termos de rendimentos obtidos em derivados, o óleo diesel é o derivado de maior porção, representando aproximadamente 32% do barril.

No Brasil, o óleo diesel vem apresentando um aumento razoável de consumo, sendo que sua utilização predomina como combustível para ônibus e veículos de carga.

Geralmente de custo aproximadamente igual ao dobro do custo do gás natural e igual a metade do custo do gás liquefeito de petróleo, o óleo diesel é um bom combustível para a instalação do LCA/UNICAMP.

2.2.5.5 - Álcool hidratado

O programa nacional do álcool transformou o Brasil no país que tem a mais avançada tecnologia de produção mundial de etanol. Como consequência das eficiências técnica e econômica da atividade, os custos reais de produção vêm-se reduzindo, evidenciando o elevado potencial desse energético.

De custo superior ao óleo diesel, o álcool apresenta a vantagem de emitir menos poluentes do que o primeiro.

Existe um número significativo de usinas de açúcar e álcool nas regiões próximas de Campinas, o que faz necessária a consideração desse combustível para a instalação do LCA/UNICAMP, como se mostra na análise efetuada nas próximas seções.

2.2.5.6 - A escolha do combustível mais adequado para o local da instalação

Pelo exposto, entre os vários combustíveis mencionados, optou-se pela utilização do óleo diesel, ou álcool, ou gás natural, os quais são considerados para as análises efetuadas nas próximas seções desse capítulo.

Entretanto, a escolha final do combustível (diesel, álcool, ou gás natural) é efetuada na análise econômica apresentada na seção 2.4.

2.3 - Estudo Energético

2.3.1 - Introdução

Nesta seção serão detalhados os fluxos de energia e massa para o sistema, efetuando-se uma modelagem baseada na parametrização dos dados de consumos do LCA/UNICAMP. Através dessa modelagem, é feita a análise de autosuficiência e de excedente de eletricidade produzida pelo cogeração compacto, bem como a análise do uso do calor produzido para a refrigeração do ambiente, mostrando a viabilidade técnica da instalação do sistema no LCA/UNICAMP.

2.3.2 - Estimativa das curvas de carga térmica e elétrica diárias

Sabe-se, segundo o projeto de instalação elétrica do LCA/UNICAMP, que a potência elétrica instalada no mesmo situa-se em torno de 75kW. Como em qualquer instalação elétrica raramente se utilizam todos os pontos de luz ou tomadas de corrente ao mesmo tempo, torna-se necessário adotar um fator de demanda para determinar a potência elétrica utilizada do LCA.

O fator de demanda é o valor que deve ser multiplicado à potência instalada para se obter a potência que será realmente utilizada. No caso do LCA/UNICAMP, o fator de demanda é fortemente dependente da hora do dia (da ocupação e utilização dos equipamentos). Baseando-se neste conceito, estimou-se a curva de carga elétrica que é mostrada na figura 32. Tal figura mostra, também, a potência frigorífica necessária ao sistema de refrigeração.

Essa figura reflete de maneira aproximada as necessidades do LCA/UNICAMP, pois baseia-se nos cálculos da máxima carga térmica de refrigeração e da demanda elétrica

provável, considerando um fator de demanda de 0,60 no horário de pico. As potências de pico estimadas são 45 kW para a potência elétrica e 76 kW para a potência térmica.

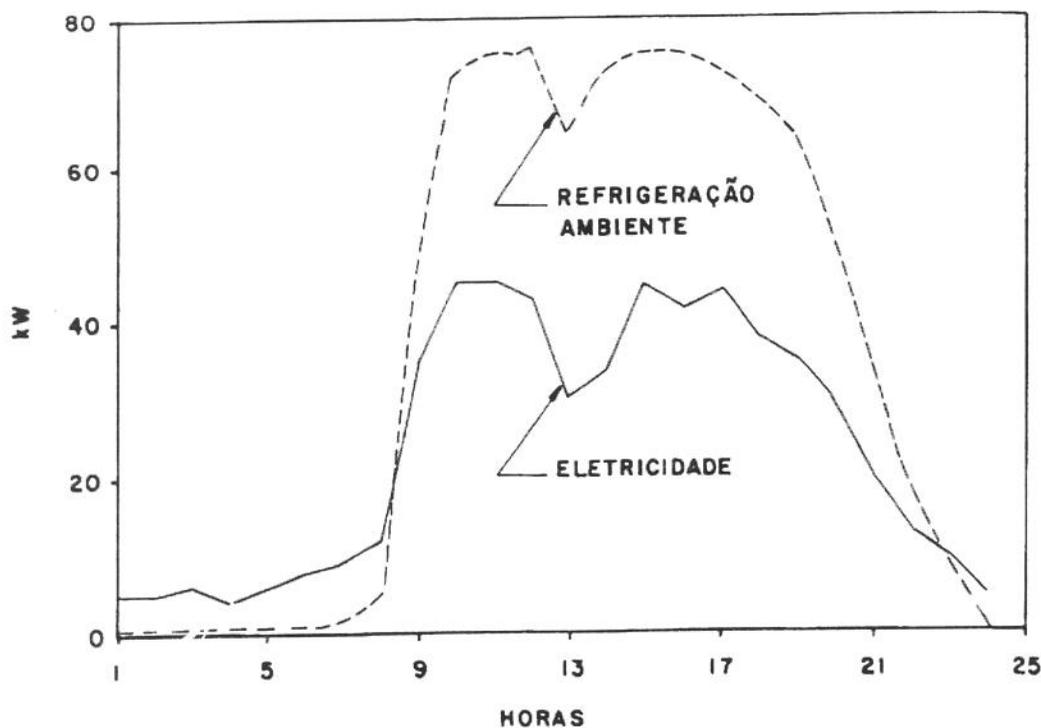


Figura 32 - Demanda de energia

2.3.3 - Análise energética do sistema

Neste ponto são apresentadas as análises energéticas dos principais componentes do sistema a ser instalado no LCA/UNICAMP: motor; gerador e sistema de refrigeração. Essas análises são baseadas em situações existentes, sendo introduzidas em alguns casos informações suplementares necessárias à execução dos cálculos.

2.3.3.1 - Balanço de massa e energia: uma ferramenta

Um objetivo constante nos setores potencialmente viáveis à instalação de sistemas como o pretendido no LCA/UNICAMP deve ser a redução do consumo global de energia da

instalação. No entanto, é difícil saber, a priori, se são possíveis pequenas ou grandes economias, e quais alterações serão necessárias.

O número de variáveis que afetam a análise energética é, via de regra, muito grande. Além disso, as variáveis não dizem respeito apenas a um módulo (motor, gerador, sistema de refrigeração, etc), mas são funções das condições de operação de outros módulos dos quais provêm, ou para os quais se dirigem os fluxos (energia, massa, etc), sendo sua interdependência complexa.

Os balanços de massa e energia são ferramentas essenciais para a análise pretendida nesse estudo. Permitindo quantificar os fluxos materiais de entrada e saída que não foram medidos, o balanço de massa fundamenta o balanço energético. O balanço de energia, por sua vez, permite avaliar as diversas entradas e saídas de energia dos módulos analisados, facilitando dessa forma o estudo de alternativas operacionais e de projeto.

2.3.3.2 - Equacionamento para a análise energética pretendida

Pelo exposto acima, conclui-se que só um acompanhamento sistemático e detalhado do sistema, em suas diversas condições de operação, assim como a obtenção de informações numéricas precisas de suas principais variáveis características, é que permitem ao técnico:

- desenvolver sua sensibilidade energética sobre o sistema como um todo, bem como de cada módulo individualmente;
- avaliação das parcelas de energia sujeitas à recuperação;
- decidir sobre as alternativas possíveis de operação.

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

$$\text{COP} = P_f / E_c \quad (1)$$

$$E_{\text{comb}} = Q \cdot \text{PCS} \quad (2)$$

$$n_{\text{gc}} = E_{\text{c}} / E_{\text{comb}} \quad (3)$$

$$n_{\text{ge}} = E_{\text{p}} / E_{\text{comb}} \quad (4)$$

$$n_{\text{G}} = (E_{\text{c}} + E_{\text{p}}) / E_{\text{comb}} = n_{\text{gc}} + n_{\text{ge}} \quad (5)$$

$$n_{\text{m}} = N_{\text{e}} / E_{\text{comb}} \quad (6)$$

$$n_{\text{g}} = E_{\text{p}} / N_{\text{e}} \quad (7)$$

onde:

COP	- Coeficiente de performance dos sistema de refrigeração por absorção
E_{comb}	- Potência suprida no combustível [kW]
E_{c}	- Fluxo de calor residual recuperado [kW]
E_{p}	- Eletricidade produzida [kW]
N_{e}	- Potência de eixo do motor [kW]
n_{g}	- Eficiência do gerador elétrico
n_{gc}	- Eficiência de geração de calor
n_{ge}	- Eficiência de geração de energia elétrica
n_{G}	- Eficiência global do sistema de cogeração
n_{m}	- Rendimento do motor
PCS	- Poder calorífico de combustível $[\text{kJ/l ou kJ/Nm}^3]$
P_{f}	- Potência frigorífica do sistema de refrigeração por absorção [kW]
Q	- Consumo de combustível $[\text{l/h ou m}^3/\text{h}]$

Considerando as capacidades de 25 kW, 45 kW e 75 kW atribuídas à potência elétrica do microgerador, de maneira que houvesse possibilidade de simular o sistema operando em déficit, auto-suficiência e excedente de eletricidade produzida, têm-se os seguintes resultados para a análise energética.

2.3.3.3 - Resultados da análise energética

Para os poderes caloríficos do óleo diesel, álcool hidratado e gás natural foram utilizados os valores 38.481 kJ/l, 22.524 kJ/l e 39.356 kJ / m³, respectivamente [29]. Para o coeficiente de performance do sistema de refrigeração por absorção foi assumido um valor de 0,65 [24]. Como procedimento de cálculo, foi também assumido uma eficiência de geração de calor de 60 %, 63 % e 61 % para o sistema operando com óleo diesel, álcool hidratado e gás natural, respectivamente. Com base nas informações da Petbow [24], 10 % da energia suprida nos combustíveis são relativos as perdas mecânicas e por radiação do microgerador, implicando numa eficiência global em torno de 90%.

A tabela 14 mostra o consumo de óleo diesel, álcool hidratado e gás natural, comparativamente, para sistemas de capacidades 25 kW, 45 kW e 75 kW.

Tabela 14 - Consumo de combustíveis - função da capacidade sistema			
Capacidade do sistema	Óleo diesel [l/h]	Álcool hidratado [l/h]	Gás natural [m ³ / h]
25 kWe	7,8	14,8	7,9
45 kWe	14,0	26,6	14,2
75 kWe	23,4	44,4	23,7

Para o caso de uma unidade de 45 kWe em operação contínua, as figuras 33 e 34 mostram os níveis de excedente ou de déficit de eletricidade e potência frigorífica, respectivamente.

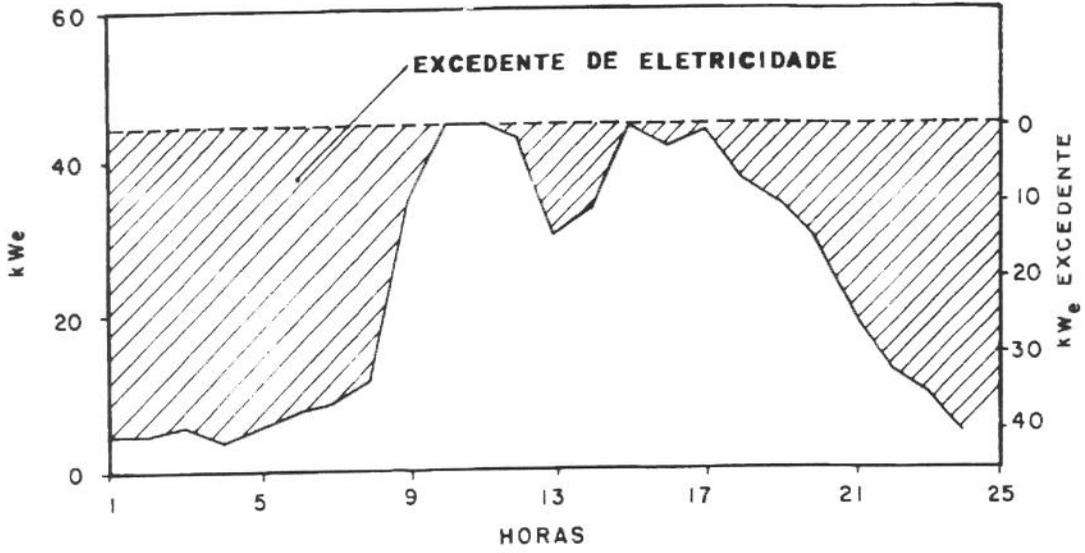


Figura 33 - O excedente de eletricidade em função da hora do dia

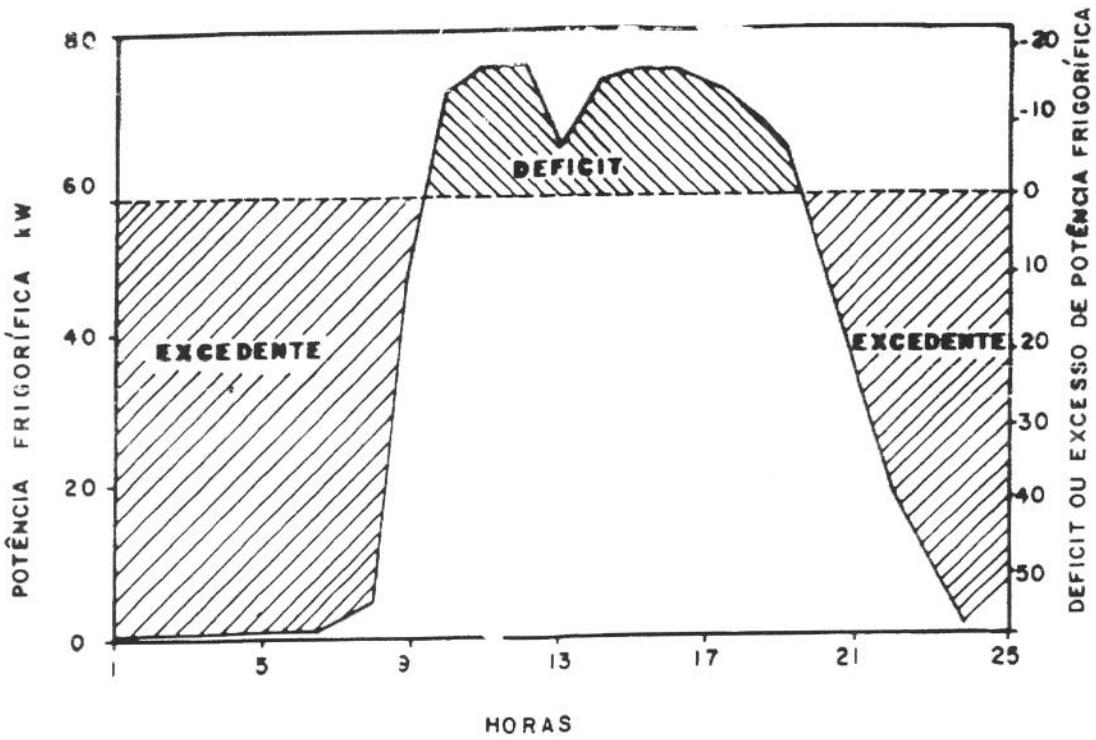


Figura 34 - Excedente ou déficit de potência frigorífica

A figura 35 mostra o diagrama de Sankey para o sistema operando com gás natural.

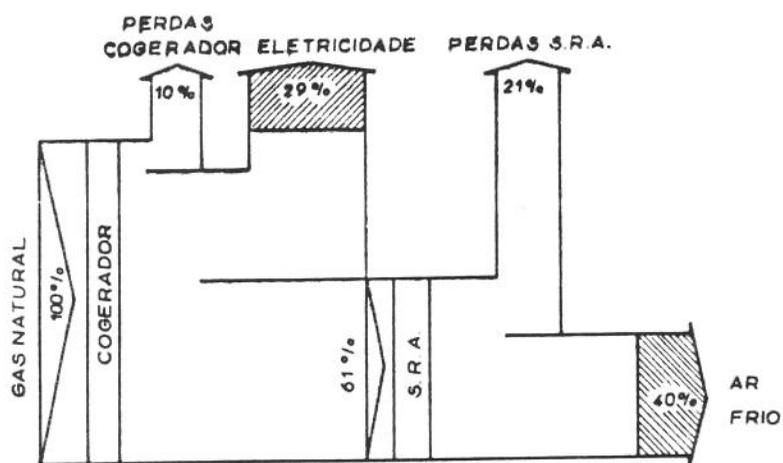


Figura 35 - Diagrama de Sankey - válido para sistema com gás natural

2.4 - Avaliação Econômica

2.4.1 - Introdução

A viabilidade econômica da instalação de um cogrador compacto depende do custo de produção de eletricidade(ou energia mecânica) cobrir os custos suplementares em relação aos sistemas convencionais de atendimento. As experiências internacionais mostram que a tendência de crescimento das tarifas de energia elétrica encoraja a instalação de cogredores compactos, de baixo custo de instalação e manutenção, possuindo em alguns casos tempo de retorno entre 2,5 a 4 anos. A existência de um local conveniente para a instalação da unidade e a disponibilidade de combustíveis mais baratos asseguram a redução do custo de instalação e operação da unidade.

Os critérios de rentabilidade de uma instalação de cogredores compactos dependem da aplicação a que se destina.

2.4.2 - Custos, benefícios e outras implicações

Os argumentos que incentivam o investimento em cogredores compactos são:

- o curto tempo de retorno;
- confiabilidade no fornecimento de energia.

O retorno do investimento depende dos seguintes fatores:

- custo de compra de eletricidade da rede;
- preço de venda de excedente;
- quantidade de calor e eletricidade produzida;
- período de utilização em horas/ano;
- custo de manutenção e operação.

Os dois primeiros fatores, ou seja, o custo de compra de eletricidade da rede e o preço de venda de excedente devem ser esclarecidos no contrato obrigatório estabelecido entre o cogrador de eletricidade e a concessionária.

Na Inglaterra, em média, quando o consumo de eletricidade do proprietário exceder a produção, a compra de eletricidade da rede é feita em torno de 0,060 US\$/kWh [13]. Quando é o contrário, ou seja, o consumo de eletricidade é menor do que a produção, a venda de eletricidade para a concessionária é negociada em torno de 0,047 US\$/kWh [13].

2.4.3 - Custo de aquisição e custo de instalação

O custo de aquisição da unidade de microcogeração envolve custos dos componentes da unidade, dependendo do porte e principalmente do tipo de gerador elétrico empregado. Com a finalidade de reduzir os custos, a maioria dos sistemas utilizam geradores assíncronos que são mais simples e conseqüentemente mais baratos.

Contrariamente aos custos de equipamentos, o custo de instalação é função do tipo de equipamentos, do local da instalação e do tipo de construção necessária. Os custos de instalação na Europa, variam na faixa de 200 a 270 US\$/kWe, para pequenas unidades, e de 50 a 200 US\$/kWe para unidades maiores [30,31].

A figura 36 mostra o investimento (custo de aquisição de equipamentos mais o custo de instalação) necessário em tecnologias de cogeração em função da potência elétrica instalada, variando numa faixa de 100 kWe a 10 MWe [13].

Já a figura 37, mostra o custo de investimento para tecnologias de cogadores compactos (utilizando motores alternativos) para potência instalada inferior a 100 kWe [13].

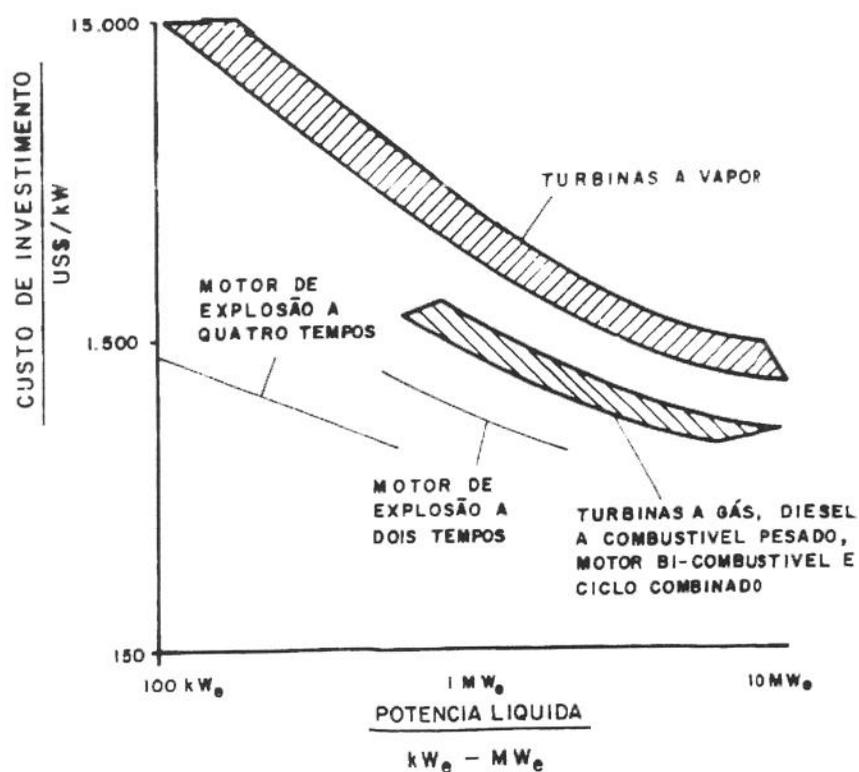


Figura 36 - Custo de investimento em cogeração(1983-1986) [13]

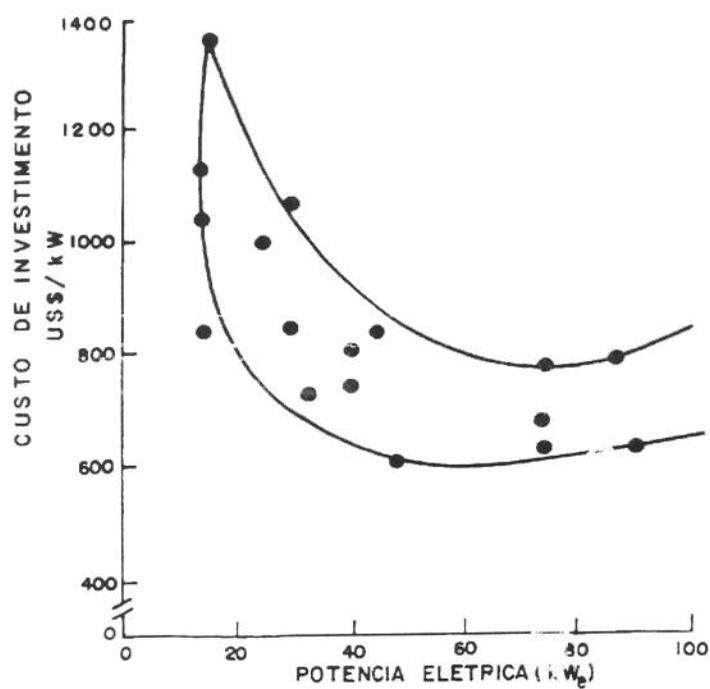


Figura 37 - Custo de investimento em cogeneradores compactos (1990) [13]

2.4.4 - Custo de manutenção

O nível de manutenção de uma unidade de microcogeração varia conforme o fornecedor. Os contratos são feitos com a definição precisa do tempo de manutenção. Tipicamente, as operações de manutenção são feitas num tempo de 600 a 2000 horas [30,31]. A variação entre os custos de manutenção por kW_e instalado depende do tipo de unidade. A figura 38 mostra o custo de manutenção por hora, em função da potência elétrica instalada.

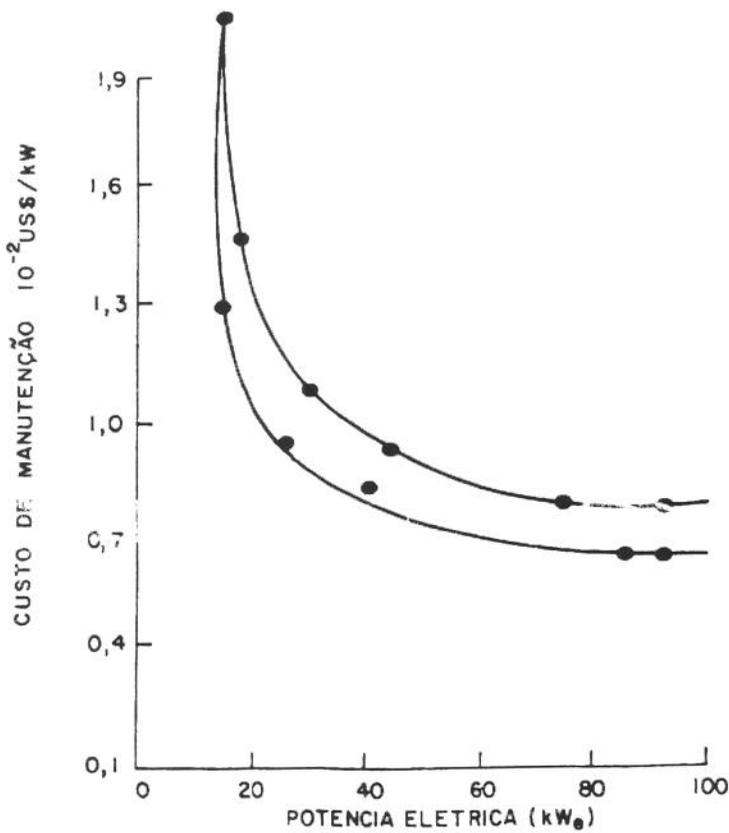


Figura 38 - Custo de manutenção por hora (1990) [13]

2.4.5 - Custo de produção de eletricidade

O custo de produção de eletricidade não é simples de se determinar. Na realidade, varia, dependendo do sistema empregado, do tipo de combustível, entre outros fatores. Avaliações econômicas feitas na Inglaterra [13], indicam em média 0,037 US\$/kWh.

Uma instalação compacta deve ser bem dimensionada quanto às necessidades de calor e eletricidade. Em caso de mal dimensionamento, pode haver uma elevação no custo de produção de eletricidade.

A venda de eletricidade excedente (quando existir) é um elemento fundamental para avaliação e justificativa de uma instalação de microcogeração.

2.4.6 - Metodologia utilizada

2.4.6.1 - Cálculo do custo de produção de eletricidade e ar frio

Adaptando as metodologias de Kehlhofer [32] e de Boehn [33], os custos anualizados de produção de energia elétrica e potência frigorífica, podem ser determinados pelas seguintes equações:

$$C_{el} = (I_{pl} - I_{sr}) \cdot f / H \cdot E_p + C_{comb} \cdot (E_{comb} - E_c - Per / 2) / E_p + CM_{mic} \quad (8)$$

e

$$C_{pf} = I_{sr} \cdot f / H \cdot P_f + C_{comb} \cdot (E_c + Per / 2) / P_f + CM_{sr} \quad (9)$$

Onde:

$$f = [q^k \cdot (q - 1)] / (q^k - 1) \quad (10)$$

Com:

$$q = 1 + r / 100 \quad (11)$$

onde:

Cel	- Custo de produção de eletricidade [US\$/kWh]
Ccomb	- Custo do combustível [US\$/kWh]
CMmic	- Custo de manutenção do microcogenerador [US\$/kWh]
CMsr	- Custo de manutenção do sistema refrigeração por absorção [US\$/kWh]
C _{pf}	- Custo de produção de ar frio [US\$/kWh]
Ec	- Fluxo de calor residual recuperado [kW]
Ecomb	- Potência suprida no combustível [kW]
Ep	- Eletricidade produzida [kW]
f	- Fator de anuidade [1/ano]
H	- Período equivalente de utilização [h/ano]
I _{pl}	- Investimento total no sistema a ser instalado [US\$]
I _{sr}	- Investimento no sistema de refrigeração por absorção [US\$]
k	- Período de amortização ou "pay-back" [anos]
P _{er}	- Perda de energia no sistema de cogeração [kW]
P _f	- Potência frigorífica do sistema de refrigeração por absorção [kW]
r	- Taxa anual de juros [%]

Observe-se que, nesta metodologia de cálculo, as parcelas do custo do combustível agregado à produção de eletricidade e potência frigorífica consideram a energia líquida utilizada, incluindo metade do custo das perdas mecânicas e por radiação no microcogenerador para cada produto.

No caso de sistema em operação contínua, em períodos onde não houver necessidade de utilização de ar frio, o custo de produção de eletricidade deverá considerar toda a parcela referente ao combustível. Neste caso, a equação 12 deve ser utilizada para o cálculo do custo de produção de eletricidade.

$$C_{el} = I_{pl} \cdot f / H_{mic} + C_{comb} / \eta_{ge} + C_{Mpl} \quad (12)$$



onde:

CM_{pe} - Custo total de manutenção [US\$/kWh]

H_{mic} - Período equivalente de operação para a produção de eletricidade[h/ano]

η_{ge} - Eficiência de geração de energia elétrica

Entretanto, conforme sugerido nas referências [34], [35] e [36] um sistema de microcogeração deve ter o número de horas de operação determinado pelo número de horas de utilização de calor residual recuperado (justificativa de investimento em microcogeração), o que tornam válidas as equações 8 e 9.

2.4.6.2 - Cálculo do custo de investimento do sistema a ser instalado

O custo de investimento engloba o custo de aquisição e o custo de instalação do sistema. Para a análise pretendida, foi considerado que o sistema a ser instalado no LCA/UNICAMP fosse composto basicamente de dois módulos, ou seja, o microcogenerador e o sistema de refrigeração por absorção. Portanto, pode-se dizer que o investimento total será:

$$I_{pl} = I_{mic} + I_{sr} \quad (13)$$

No caso da determinação de I_{mic} foram utilizadas as informações contidas na figura 37, que mostra o custo de investimento em US\$/kW para cogeneradores compactos. Os seguintes valores de investimentos em microcogeneradores (US\$, 1990) foram considerados para os cálculos:

Capacidade de 75kW: -investimento médio de 700 US\$/kW

Capacidade de 45kW: -investimento médio de 780 US\$/kW

Capacidade de 25kW: -investimento médio de 900 US\$/kW

No caso do sistema de refrigeração por absorção, o custo de investimento (Isr) em US\$ (1987) pode ser determinado utilizando a equação de Bohem [33] para bomba de calor água-ar, válida na faixa de potência frigorífica entre 1 a 25 TR:

$$Isr = 3000.(Pf / 3)^{0,69} \quad (14)$$

com:

Pf em toneladas de refrigeração [TR]

2.4.6.3 - Cálculo do custo de manutenção do sistema a ser instalado

O custo total de manutenção da planta (CMpl) corresponde à soma do custo de manutenção do microcogenerador (CMmic) com o custo de manutenção do sistema de refrigeração (CMsr):

$$CMpl = CMmic + CMsr \quad (15)$$

No caso da determinação do custo de manutenção do microcogenerador (CMmic) foram utilizadas as informações contidas na figura 38. Considerando o custo médio de manutenção, tem-se os seguintes valores em função da capacidade do microcogenerador:

Capacidade de 75 kW: -custo médio de manutenção de 0,0075 US\$/kWh

Capacidade de 45 kW: -custo médio de manutenção de 0,0085 US\$/kWh

Capacidade de 25 kw: -custo médio de manutenção de 0,0110 Us\$/kWh

No caso da determinação do custo de manutenção do sistema de refrigeração por absorção (CMsr) em US\$ (1987), pode-se usar a equação a seguir, também de Bohem [33] e válida para potência frigorífica entre 1 e 25 TR.

$$CM_{sr} = 300 \cdot (Pf / 3)^{0,5} \quad (16)$$

com.

Pf em toneladas de refrigeração [TR]

2.4.6.4 - Preço dos combustíveis considerados

Para a determinação do preço do combustível utilizado, é conveniente determinar o seu preço por unidade de energia, em US\$/kWh.

Adotando-se os dados fornecidos pela Agência para Aplicação de Energia [29], os seguintes preços foram utilizados para os combustíveis:

- preço do óleo diesel: 0,017 US\$/kWh
- preço do álcool hidratado: 0,026 US\$/kWh
- preço do gás natural: 0,011 US\$/kWh

2.4.6.5 - Cálculo do custo de produção de ar frio de um sistema de refrigeração todo elétrico

Segundo dados da Consul [37], o custo de aquisição de um sistema de refrigeração (elétrico) de 21 TR (74 kW) foi de CR\$ 5.249.488 (1992). Adotando um custo de instalação de um sistema elétrico da ordem de 10% do custo de aquisição e utilizando-se o valor do dólar médio do mês de abril de 1992, pode-se dizer que o custo de investimento por kW frigorífico instalado de um sistema de refrigeração todo elétrico situa-se em torno de 39 US\$/kW.

A seguinte expressão pode ser utilizada para o cálculo do custo de produção de ar frio de um sistema de refrigeração todo elétrico:

$$PE_{pi} = Isre \cdot f / H \cdot Pf + Pel / COPe + CMsre \quad (17)$$

- COPe - Coeficiente de performance do sistema de refrigeração por compressão da freon (elétrico)
- CMsre - Custo de manutenção do sistema de refrigeração elétrico [US\$/kWh]
- f - Fator de anuidade [1/ano]
- H - Período equivalente de utilização [h/ano]
- Isre - Investimento no sistema de refrigeração elétrico [US\$]
- Pel - Preço da eletricidade comprada da rede [US\$/kWh]
- PE_{pf} - Preço equivalente de produção de ar frio em sistema de refrigeração elétrico [US\$/kWh]
- Pf - Potência frigorífica do sistema de refrigeração elétrico [kW]

2.4.6.6 - Cálculo da receita esperada

A receita anual esperada é calculada pela soma dos ganhos ou benefícios anuais devido à instalação do sistema (ganhos devido à produção de eletricidade e ar frio, incluindo os ganhos de venda de excedente de eletricidade, quando for o caso).

Os ganhos ou benefícios anuais devido à instalação do sistema pretendido, relativos à produção de eletricidade e ar frio, incluindo os ganhos ou benefícios de venda de excedente de eletricidade, quando for o caso, podem ser calculados pelas equações 18 e 19.

$$GP_{el} = Er \cdot H \cdot (P_{el} - C_{el}) + (Ep - Er) \cdot H \cdot (PV_{el} - C_{el}) \quad (18)$$

$$GP_{pf} = Pf \cdot H \cdot (PE_{pf} - C_{pf}) \quad (19)$$

Observe-se que a equação 18 só é válida para o caso de existência de excedente ou de auto-suficiência em eletricidade, sendo que, para o caso de déficit de eletricidade, deve ser usada a equação:

$$GP_{el} = E_p \cdot H \cdot (P_{el} - C_{el}) \quad (20)$$

A receita anual esperada (R) é calculada pela soma dos ganhos ou benefícios anuais do sistema, ou seja:

$$R = GP_{el} + GP_{pf} \quad (21)$$

onde:

- C_{el} - Custo de produção de eletricidade [US\$/kWh]
- C_{pf} - Custo de produção de ar frio [US\$/kWh]
- E_p - Eletricidade produzida [kW]
- E_r - Eletricidade requerida no recinto [kW]
- GP_{el} - Ganho anual devido a produção de eletricidade [US\$]
- GP_{pf} - Ganho anual devido a produção de ar frio [US\$]
- H - Período equivalente de utilização [h/ano]
- P_f - Potência frigorífica [kW]
- P_{el} - Preço da eletricidade comprada da rede [US\$/kWh]
- PE_{pf} - Preço equivalente de produção de ar frio em sistema de refrigeração elétrico [US\$/kWh]
- PV_{el} - Preço de venda de eletricidade excedente [US\$/kWh]

2.4.7 - Resultados da análise econômica

Para o estudo da viabilidade econômica, as seguintes considerações foram feitas:

- Como o prédio estudado funciona no horário comercial, ou seja, das 8.00 às 18.00 horas, cerca de 10 horas/dia, durante aproximadamente 270 dias úteis anuais, o sistema proposto foi estudado considerando um período de 2700 h/ano de operação;
- Para os valores do custo de investimento e de manutenção do cogenerador compacto seguem os procedimentos de Radanne et al [13]. Os valores para o investimento e manutenção no sistema de refrigeração por absorção seguem a metodologia sugerida por Boehn [33];
- Para o preço da eletricidade comprada da rede local, optou-se por utilizar um valor entre 0,090 US\$/kWh (preço médio da tarifa no setor comercial) e 0,120 US\$/kWh (preço médio da tarifa no setor residencial), verificado segundo dados da Agência para Aplicação da Energia [29].
- Para o preço do kWh excedente de energia elétrica, no caso de compra por parte da rede local, foi considerado o valor variando entre 0,020 e 0,080 US\$/kWh.

Utilizando estas considerações e as equações definidas anteriormente, os resultados da análise de viabilidade econômica da instalação pretendida para o prédio estudado, são mostrados a seguir.

A tabela 15 mostra a influência do período de amortização sobre o custo de produção de eletricidade em função da capacidade do sistema e do combustível empregado, considerando uma taxa anual de juros de 12 %.

Tabela 15 - A influência do período de amortização no custo de produção de eletricidade [US\$/kWh]

Período de Amortização [anos]	<u>Combustível empregado/Capacidade do Sistema</u>								
	Óleo Diesel			Álcool Hidratado			Gás Natural		
	25 kW	45kW	75kW	25kW	45kW	75kW	25kW	45kW	75kW
3	0,167	0,1501	0,1358	0,1815	0,1629	0,1450	0,1617	0,1422	0,1289
4	0,1409	0,1249	0,1132	0,1528	0,1377	0,1224	0,1330	0,1170	0,1064
5	0,1239	0,1099	0,0998	0,1357	0,1227	0,1090	0,1159	0,1021	0,0929
6	0,1126	0,1001	0,0909	0,1244	0,1129	0,1001	0,1047	0,0922	0,0841

Observa-se que, para períodos de amortização entre 4 e 6 anos, dependendo do tipo de combustível empregado e da capacidade do sistema, os custos de produção de eletricidade situam-se entre as tarifas do setor comercial e residencial. Segundo Radanne et al [13], períodos de amortização de até 6 anos são razoáveis, pois a vida útil de sistemas como o proposto situa-se entre 55.000 e 65.000 horas.

As figuras 39 e 40 mostram a variação da receita anual esperada em função da tarifa de eletricidade, considerando um período de amortização de capital de 5 anos e uma taxa anual de juros de 12 %, para sistemas de capacidades respectivamente iguais a 25 kWe e 45 kWe.

Observa-se destas figuras os valores mínimos necessários de tarifas de eletricidade que garantem a existência de viabilidade econômica para a aquisição e instalação do sistema proposto. Observa-se também, não existir tal viabilidade para tarifas de eletricidade inferiores a 0,102 US\$/kWh, e que as maiores receitas são para uma unidade de capacidade 45 kWe, empregando o gás natural.

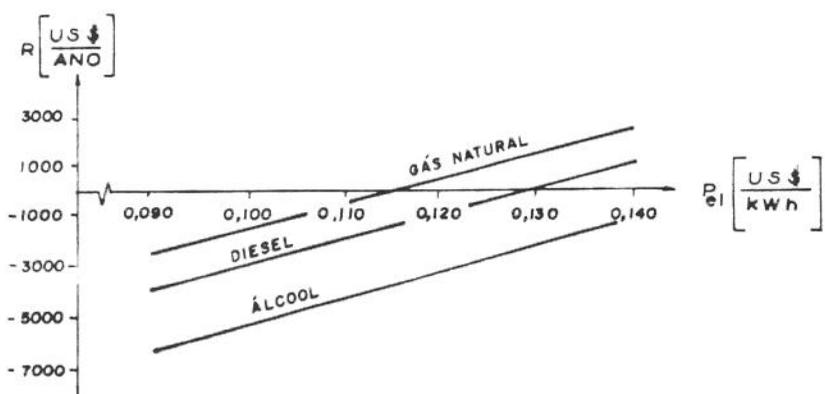


Figura 39 - Receita esperada em função do preço da eletricidade para uma unidade de 25 kWe - $k = 5$ anos - $r = 12\%$.

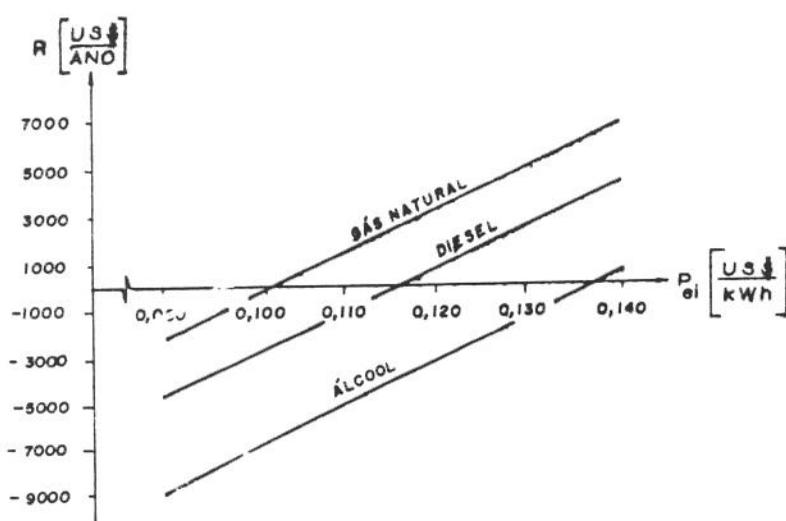


Figura 40 - Receita esperada em função do preço da eletricidade para uma unidade de 45 kWe - $k = 5$ anos - $r = 12\%$.

A figura 41 mostra a variação da receita anual esperada em função da taxa anual de juros, para uma unidade de capacidade de 45 kWe, comparativamente para gás natural, óleo diesel e álcool hidratado.

Como esperado, observa-se existir maior viabilidade econômica para sistema utilizando como combustível o gás natural. No caso do óleo diesel, existe tal viabilidade para taxas anuais de juros inferiores a 14,5%.

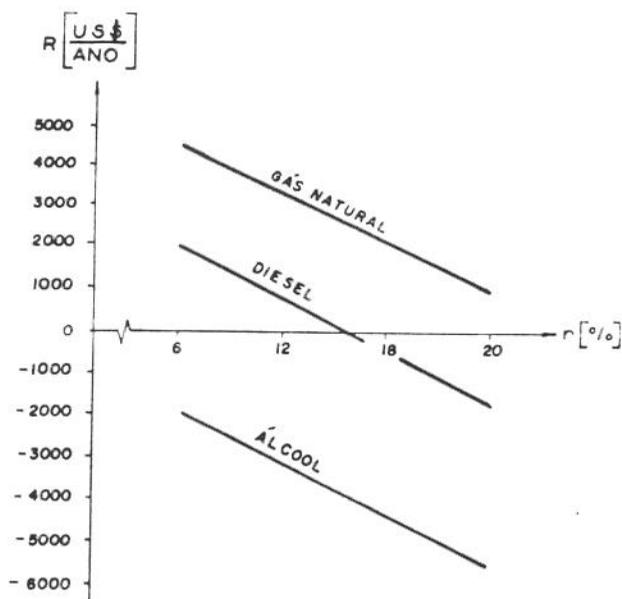


Figura 41 - Receita anual esperada em função da taxa anual de juros para uma unidade de 45 kWe - $k = 5$ anos - $P_{el} = 0,120$ US\$/kWh.

Para o caso de excedente elétrico, se a capacidade do sistema for de 75 kWe, pode-se verificar a influência do preço de venda de eletricidade excedente na viabilidade econômica da instalação. A figura 42 mostra esta influência considerando um período de amortização de capital de 5 anos e uma taxa anual de juros de 12 %.

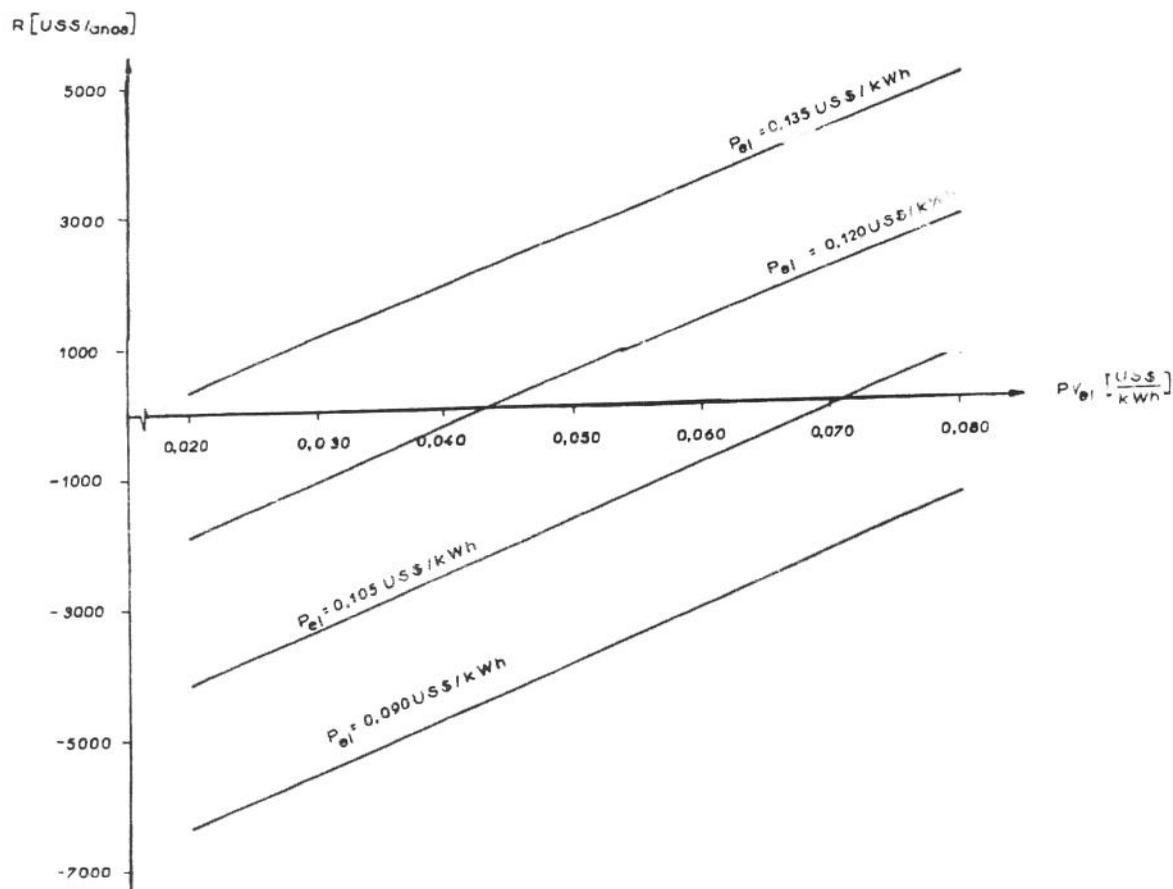


Figura 42 - Receita anual esperada em função do preço de venda de eletricidade excedente, 75 kWe, $r = 12$ %, $k = 5$ anos, gás natural

A figura 43 mostra o comportamento da receita anual esperada em função da taxa anual de juros para uma unidade operando com gás natural, comparando investimento em unidades com capacidades de 25 kWe, 45 kWe e 75 kWe (neste último considerando o valor de 0,050 US\$/kWh para o preço de venda de eletricidade excedente).

Observa-se desta figura que, entre as três capacidades estudadas, uma unidade de 45 kWe apresenta resultados econômicos mais satisfatórios.

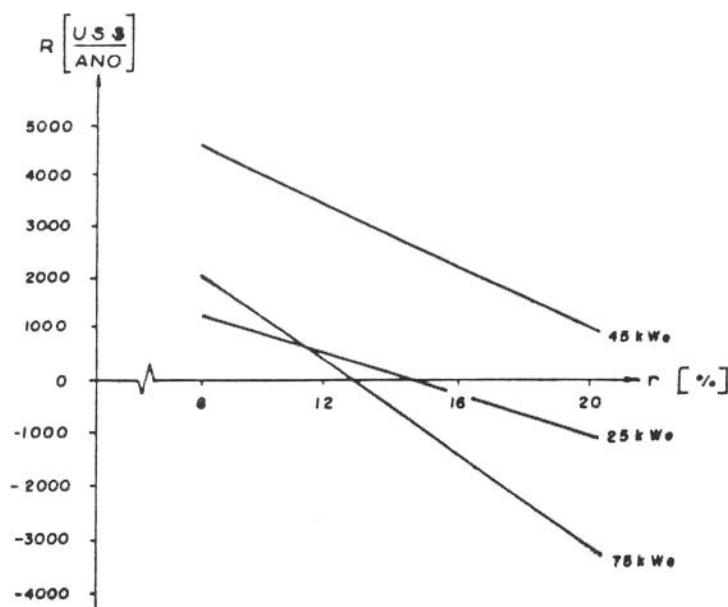


Figura 43 - Receita esperada em função da taxa anual de juros para unidades operando com gás natural - $k = 5$ anos - $P_{el} = 0,120$ US\$/kWh - $P_{vel} = 0,050$ US\$/kWh

A figura 44 mostra a influência do período de amortização dos sistemas sobre a receita anual esperada, considerando o gás natural como combustível.

Observe-se que para uma unidade de capacidade 45 kWe existe viabilidade econômica para um período de amortização mínimo de 3,7 anos, sendo este para uma unidade de 25 kWe de 4,5 anos e para uma de 75 kWe, 4,7 anos.

Com a finalidade de observar o efeito da tarifa de eletricidade sobre o investimento em uma unidade de 45 kWe operando com gás natural, a figura 45 mostra o comportamento da receita em função do parâmetro m , que é a razão entre o preço do combustível e a tarifa de eletricidade. Esta figura evidencia que, para menores taxas anuais de juros e menores razões preço do gás natural por preço da eletricidade, existe maior viabilidade econômica. Para obter estas curvas fixou-se o preço do gás natural e variou-se o preço da eletricidade.

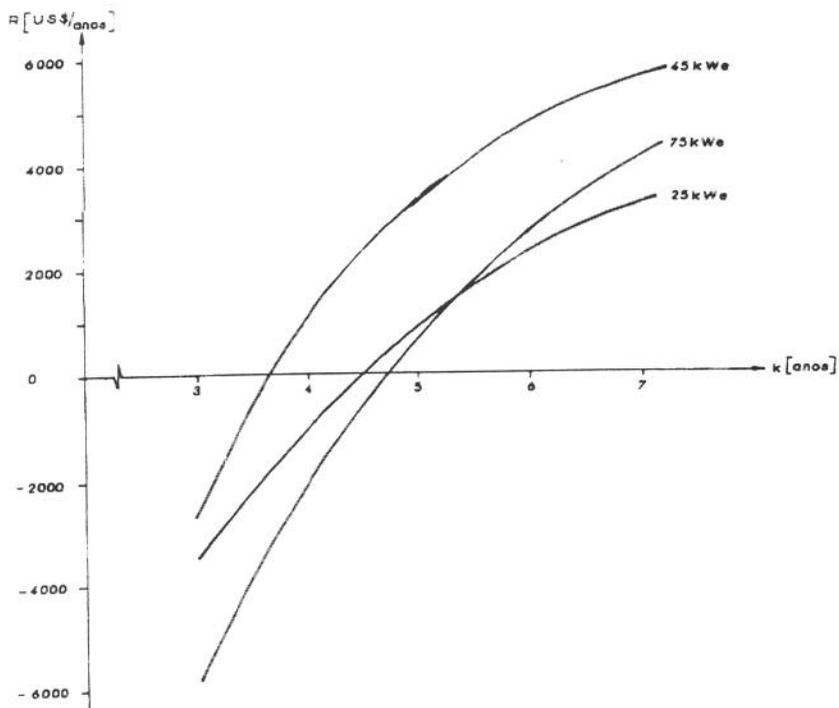


Figura 44 - Receita anual esperada em função do período de amortização, $r = 12\%$,
 $P_{el} = 0,120$ US\$/kWh, $P_{vel} = 0,050$ US\$/kWh

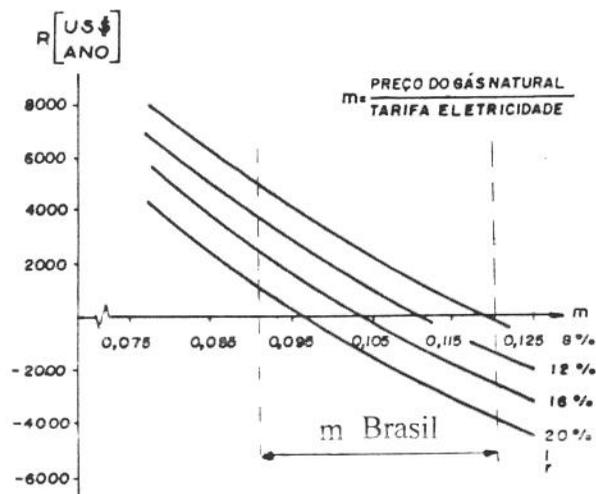


Figura 45 - Receita anual esperada em função do fator m para uma unidade de 45 kWe
 queimando gás natural - $k = 5$ anos.

2.5 - Comentários

Foi desenvolvida uma metodologia de análise de cogedor compacto para o setor terciário. Esta metodologia foi, no caso em questão, aplicada a plantas de cogeração com capacidades elétricas de 25 kW, 45 kW e 75 kW, adequadas ao caso específico do prédio do LCA/UNICAMP.

Considerando, ainda, o espectro de demandas elétrica e térmica do LCA/UNICAMP, propõe-se o uso do microcogedor utilizando motor de combustão interna acoplado ao sistema de refrigeração por absorção, funcionando com óleo diesel ou álcool hidratado, em função da disponibilidade na região de Campinas. Considera-se também o gás natural devido ao fato de este estar a caminho.

Como resultado da análise econômica efetuada neste capítulo que é referente às condições brasileiras, aplicadas a um caso particular, a maior viabilidade do sistema de 45 kWe, capacidade que assegura a auto-suficiência elétrica do recinto estudado, deve-se à baixa tarifa proposta para a compra de eletricidade excedente, que como visto, é inferior ao custo de produção.

Em países como o Brasil, não é razoável supor que investimentos feitos com o capital do próprio empreendedor possam ser remunerados a menos de 15 % ao ano, o que limita a viabilidade econômica das várias alternativas dimensionadas exclusivamente para o sistema a gás natural com auto-suprimento elétrico.

Em função dos resultados da análise técnico-econômica realizada, fica evidente que a viabilidade de sistemas de cogeração para o setor terciário, é facilitada quando da disponibilidade de combustíveis com as características energéticas do gás natural (alta densidade de energia e boa eficiência de combustão), e devido a uma relação de preço combustível/eletricidade relativamente baixa.

O fato dos preços de energia no Brasil não estarem devidamente ajustados, além do baixo número de horas de operação considerado para o sistema, em função do uso não-contínuo do calor, restringem a viabilidade econômica a algumas poucas situações.

CAPÍTULO 3: COGERAÇÃO COM TURBINAS A GÁS: ESTUDO DE CASO PARA UM HOSPITAL

3.1 - Introdução	75
3.2 - Distribuição do Consumo e dos Custos da Energia de Um Hospital	76
3.3 - Aspectos Tecnológicos da Aplicação da Cogeração em Hospitais	77
3.4 - Estudo de Caso: Hospital de Clínicas da UNICAMP (HC/UNICAMP)	79
3.4.1 - Introdução	79
3.4.2 - As necessidades energéticas do HC/UNICAMP	81
3.4.3 - As configurações possíveis de sistemas de cogeração	85
3.4.4 - Descritivo dos componentes dos sistemas de cogeração propostos	86
3.4.5 - Equacionamento para a análise energética dos sistemas de cogeração	90
3.4.6 - Seleção de sistemas turbinas a gás para as instalações propostas	94
3.4.7 - Dimensionamento dos sistemas de cogeração	101
3.4.8 - Análise econômica dos sistemas de cogeração escolhidos	104
3.4.9 - Resultados da análise econômica	110
3.5 - Comentários	115

CAPÍTULO 3 - COGERAÇÃO COM TURBINAS A GÁS: ESTUDO DE CASO PARA UM HOSPITAL

3.1 - Introdução

Os hospitais estão entre os estabelecimentos do setor terciário que possuem o maior consumo energético por m² de área construída. A tabela 16 expressa os consumos de energia primária para alguns tipos de estabelecimentos do setor de serviços [38].

Hospitais	3200 MJ/m ² ano
Hotéis	2300 MJ/m ² ano
Oficinas	1900 MJ/m ² ano

Da tabela 4, mostrada no item 3 do capítulo 1, pode-se observar que o consumo térmico em um hospital é bastante significativo, quando comparado com outros estabelecimentos do setor terciário.

De acordo com as experiências internacionais [13,38-46], os hospitais são os estabelecimentos do setor terciário onde a aplicação de tecnologias de cogeração apresentam maiores viabilidades técnicas e econômicas.

Outros fatores também contribuem para este fato, entre os quais:

- A necessidade de maior confiabilidade no abastecimento de energia elétrica e a manutenção compulsória de sistemas de atendimento emergencial;
- A oportunidade para a redução nos gastos com energia elétrica;
- O crescimento na oferta de gás natural, que é um combustível adequado para sistema de cogeração compacto;
- A reestruturação institucional do setor elétrico, em vários países, garantindo espaço à cogeração.

3.2 - Distribuição do Consumo e dos Custos da Energia de um Hospital

Grande quantidade de energia é necessária para a manutenção dos serviços de um hospital. As demandas típicas se enquadram nos usos finais em aquecimento, refrigeração, lavanderia, preparação e estoque de alimentos, entre outros usos.

É evidente que o consumo energético de um hospital varia com a localização geográfica (condições climáticas), com a complexidade dos equipamentos e instalações, e com o seu projeto específico, incluindo o número de leitos e a área ocupada. Alguns usos finais são caracteristicamente maiores consumidores de energia, como é o caso das instalações de ar condicionado e calefação.

Dentre os serviços de um hospital, os que apresentam estruturas de consumo de energia mais elevadas, são:

- Calefação, ventilação e ar condicionado;
- água quente para uso sanitário;
- iluminação;
- serviços de alimentação (refrigeração e cocção);
- serviços de lavanderia

A figura 46 apresenta as distribuições dos consumos elétrico e térmico em uma instalação hospitalar típica do hemisfério norte[39].

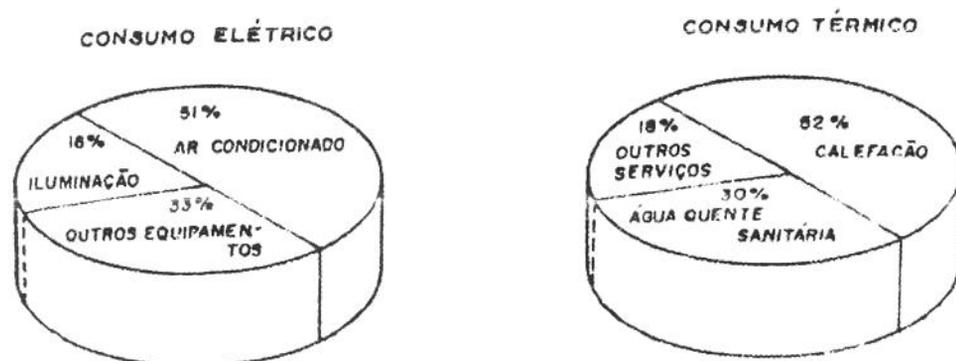


Figura 46 - Distribuição aproximada do consumo de energia em um hospital [39]

Segundo Hu [40], os equipamentos de ar condicionado, ventilação, aquecimento e de circulação, tais como chillers, ventiladores, caldeiras e bombas, requerem em torno de 60 % da carga térmica do hospital e 65 % de sua carga elétrica.

Para os custos associados ao consumo da energia de um hospital, Hu [40] sugere a distribuição típica mostrada na figura 47.

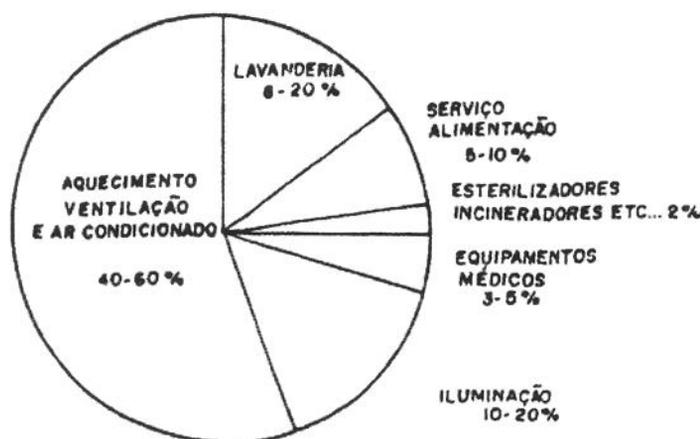


Figura 47 - Distribuição dos custos com energia de um hospital [40]

Os custos com combustíveis e com eletricidade constituem em torno de 8 a 15 % do custo total de operação de um hospital [40].

3.3 - Aspectos Tecnológicos da Aplicação da Cogeração em Hospitais

Como já mencionado, a viabilidade da instalação de sistemas de cogeração em hospitais pode ser assegurada pelo alto consumo de energia térmica e elétrica durante um elevado número de horas ao longo do ano.

Outro aspecto positivo a se considerar na instalação de sistemas de cogeração em hospitais é a necessidade de geradores emergenciais de eletricidade. A existência de um sistema de cogeração garante a continuidade de suprimento no caso de uma possível falha do fornecimento de energia por parte da concessionária.

A instalação de sistemas de cogeração em hospitais pode ser comparada economicamente com a instalação de um equipamento de emergência. Os sistemas de cogeração podem ser favorecidos, do ponto de vista econômico, pelo fato de operarem de forma contínua e apresentarem longa vida útil.

A magnitude e a simultaneidade das demandas de calor e eletricidade permitem que a tecnologia de cogeração com uso de motor alternativo de combustão interna ou de turbina a gás, se adapte aos centros hospitalares.

Os equipamentos de cogeração com motor alternativo facilitam o projeto de instalações modulares para a produção de energia em hospitais.

Para instalações utilizando turbina a gás, Mitjà [38] recomenda, em um estudo realizado para as condições de preços do norte da Espanha, uma potência mínima de 500 kW elétricos e 2000 kW térmicos, níveis que podem assegurar a viabilidade do investimento para aquela região. Assim, o campo de aplicação das turbinas a gás fica reduzido a grandes centros hospitalares, que requerem uma central a vapor para a distribuição de diferentes serviços.

A cogeração com turbina a gás não exclui a possibilidade de uso de motor alternativo como um sistema complementar. Nesse caso, o consumo de base seria atendido pela turbina a gás e a modulação da demanda de energia elétrica seria feita com motores de menor potência.

A tabela 17 apresenta os pontos em que cada uma das duas tecnologias mostra-se mais vantajosa.

Tabela 17 - Condições de uso de uma turbina a gás ou de um motor de combustão interna em sistema cogeração [38]	
Turbina a gás	Motor de combustão interna
* Demanda de potência constante	* Variações de potência elétrica
* Vapor de alta pressão ou vapor de média pressão	* Vapor de baixa pressão ou água quente (temperatura 120 °C)
* Potência elétrica de base superior a 500 kW	* Potência elétrica de base inferior a 1.500 kW
* Preferência por cobrir o consumo térmico	* Preferência por cobrir o consumo elétrico
* Grandes potências unitárias	* Fraccionamento de potência

Uma das diferenças mais importantes entre os sistemas de cogeração com turbina a gás e os que utilizam motores alternativos está na forma de como estes sistemas de cogeração recuperam calor. As turbinas a gás têm uma única fonte de calor recuperável, que está no fluxo de gases quentes à elevada temperatura (da ordem de 500 °C).

Já os motores de combustão interna possibilitam a recuperação de calor, como visto nos capítulos 1 e 2, em níveis de temperatura sensivelmente inferiores ao das turbinas.

3.4 - Estudo de Caso: Hospital de Clínicas da UNICAMP

3.4.1 - Introdução

Para o propósito de nosso estudo, optou-se por analisar o caso do Hospital de Clínicas Barão Geraldo da Universidade Estadual de Campinas. Este hospital possui um total de 400 leitos, ocupa uma área de 60.000 m² onde trabalham 3.000 funcionários, sendo atendido em média um público flutuante (acompanhantes e parentes de internados) de 100 pessoas/dia.

As características do local onde se encontra o prédio do hospital estudado são:

-Altitude: 640 m em relação ao nível do mar

-Latitude: 22°48'57" sul

-Longitude: 47°03'33" oeste

A tabela 18 mostra as condições climáticas médias da região de Campinas.

Tabela 18 - As condições climáticas da região do hospital-UNICAMP		
	Inverno	verao
Temperatura ambiente média:	18,3 °C	24,9 °C
Temperatura ambiente máxima:	26,8 °C	35,2 °C
Umidade relativa média:	66 %	76 %
Umidade relativa máxima:	90 %	99 %

Os insumos básicos utilizados para atender as necessidades deste hospital são:

- Eletricidade para atender a necessidade de iluminação, acionamento de máquinas e equipamentos médicos, entre outros;
- água da rede para uso sanitário, na cozinha, no sistema de ar condicionado e em alguns equipamentos, tais como caldeiras de água quente e a vapor;
- óleo combustível BPF (baixo ponto de fluidez) utilizado como combustível para produção de vapor nos geradores de vapor (vide tabela 19);
- querosene para dar a partida nos geradores de vapor (consumo médio de 5.000 litros para o ano de 1992);
- gás liquefeito de petróleo (GLP) utilizado nos fogões da cozinha (vide tabela 20);

Mês	kg
Janeiro	65.910
Fevereiro	124.260
Março	79.280
Abril	122.590
Maio	78.240
Junho	40.190
Julho	118.610
Agosto	93.740
Setembro	78.880
Outubro	101.280
Novembro	92.620
Dezembro	89.100
Total Anual	1.084.700

Tabela 20 - Consumo de GLP no ano de 1992	
Mês de compra	kg
Janeiro	1.220
Março	1.005
Maio	1.263
Junho	1.133
Agosto	1.307
Setembro	1.176
Novembro	1.350
Dezembro	1.133
Total Anual	9.587

3.4.2 - As necessidades energéticas do HC/UNICAMP

3.4.2.1 - Eletricidade:

Existem três subestações no hospital que são alimentadas pela CPFL em 11.900 V, o que possibilita ao mesmo uma capacidade instalada de 5.800 kW, sendo a capacidade contratada de 2.000 kW. Estas subestações distribuem eletricidade em dois níveis de tensão para o consumo do hospital (220 V e 380 V).

Para casos de falha de fornecimento de energia elétrica, o hospital possui dois geradores diesel de 400 kWe cada, que se encarregam de alimentar o centro cirúrgico, o laboratório de emergência, a unidade de terapia intensiva e parte da iluminação. Estes geradores de emergência consomem cerca de 90 a 100 l/h de óleo diesel. Funcionam de 15 a 20 minutos por semana para manutenção preventiva e possuem um acionamento por queda de rede imprevisível.

Nos últimos 12 meses, o consumo elétrico mensal médio do hospital foi de 77.268 kWh na ponta e de 763.030 kWh fora de ponta, com um fator de potência de 0,85.

A figura 48 mostra o perfil da demanda de energia elétrica para um dia típico de verão.

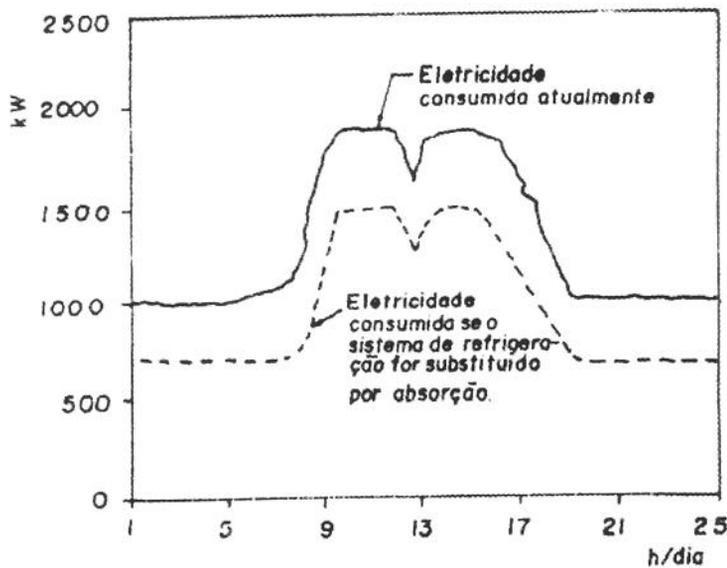


Figura 48 - Demanda elétrica do hospital/UNICAMP

Cerca de 33 % da energia elétrica consumida neste hospital é para o funcionamento do sistema de ar condicionado, que inclui a produção de água gelada nos chillers de compressão e a circulação de ar (através dos ventiladores) nos ambientes climatizados do prédio. Por esse fato, se o sistema de refrigeração atual for substituído por um sistema de refrigeração por absorção, a curva tracejada na figura 48 será a curva do consumo de eletricidade.

3.4.2.2 - Água gelada para o sistema de ar condicionado:

O hospital possui quatro chillers, que perfazem uma capacidade total de 700 TR (~2506 kW frigoríficos), nos quais é produzido água gelada numa temperatura de 7 °C para uso no sistema de ar condicionado.

Os chillers operam segundo ciclos de compressão de vapor freon e conforme dados de operação, possuem um coeficiente de performance em torno de 3,8, conforme verificado nas instalações do hospital (quociente entre a potência frigorífica e a eletricidade consumida no sistema de produção de água gelada). O consumo desse sistema de produção de água gelada representa cerca de 30 % de toda a eletricidade necessária ao hospital.

A figura 49 mostra o perfil da demanda de potência frigorífica do sistema de ar condicionado do hospital.

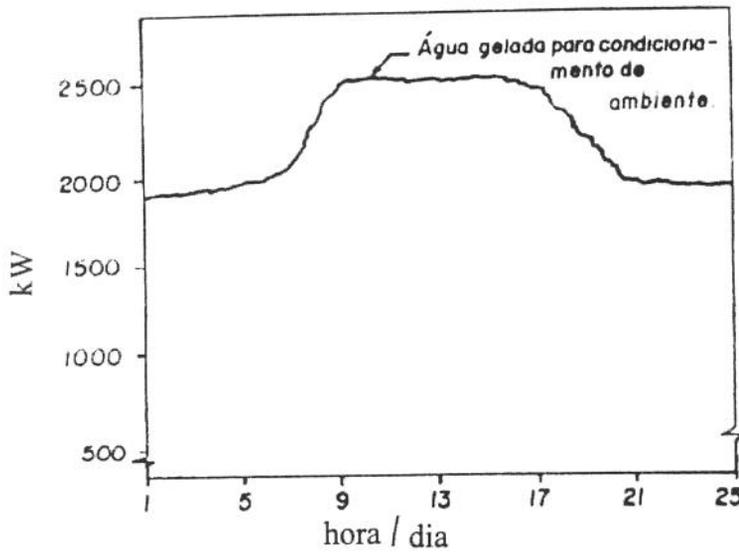


Figura 49 - Demanda de potência frigorífica do hospital/UNICAMP

3.4.2.3 - Água quente para uso sanitário:

Para a produção de água quente o hospital possui dois "boilers", onde a água entra em torno de 25 °C e sai para uso com cerca de 60 °C. Os "boilers" fazem uso de vapor para a produção de água quente. A figura 50 mostra o perfil do consumo diário de água quente para fins sanitários.

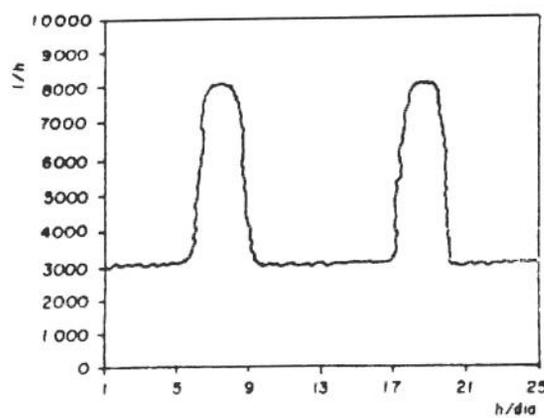


Figura 50 - Consumo de água quente do hospital/UNICAMP

Os picos de consumo de água quente devem-se principalmente pelas trocas de turnos dos funcionários, que se banham ao saírem do serviço.

3.4.2.4 - Vapor:

Para a produção de vapor existem três caldeiras de 7,5 kgf/cm². Normalmente, somente uma caldeira é necessária no atendimento da demanda do hospital, sendo que uma é mantida em "stand-by" e a outra em manutenção mecânica.

O combustível utilizado para a produção de vapor é o óleo combustível com baixo ponto de fluidez (BPF), com um consumo médio de 80 ton./mês.

O consumo de vapor para as necessidades do hospital é mostrado na figura 51.

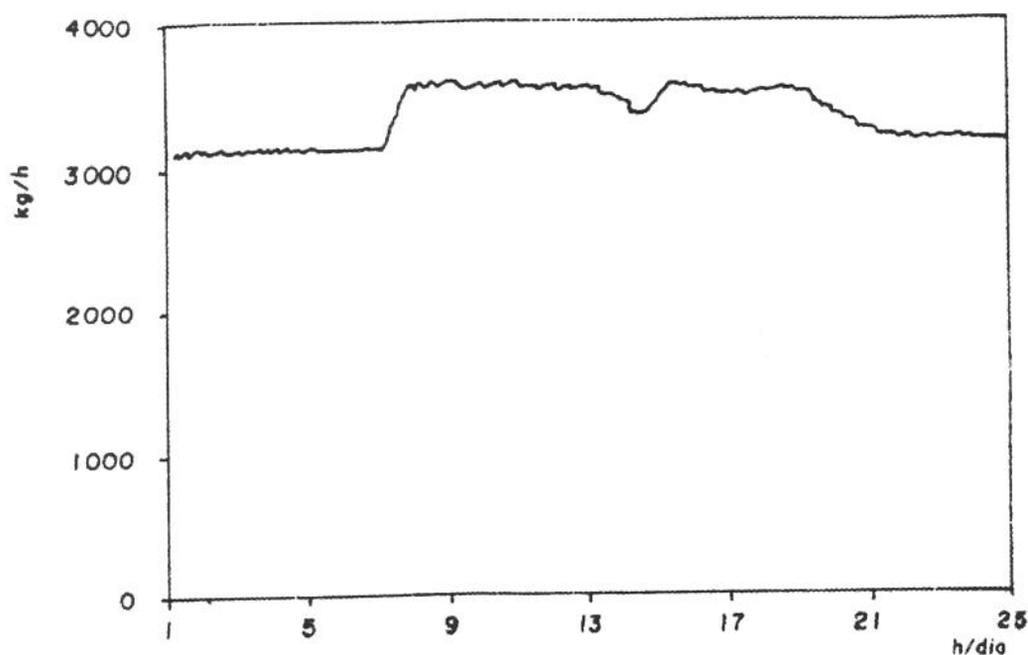


Figura 51 - Consumo de vapor do hospital/UNICAMP

A maior parte do consumo de vapor, cerca de 60 % do total, é consumido na lavanderia, sendo que cerca de 22 % é utilizado na cozinha e o restante 18 % é utilizado para a produção de água quente nos "boilers".

A figura 52 mostra o esquema simplificado da casa de máquinas do hospital estudado.

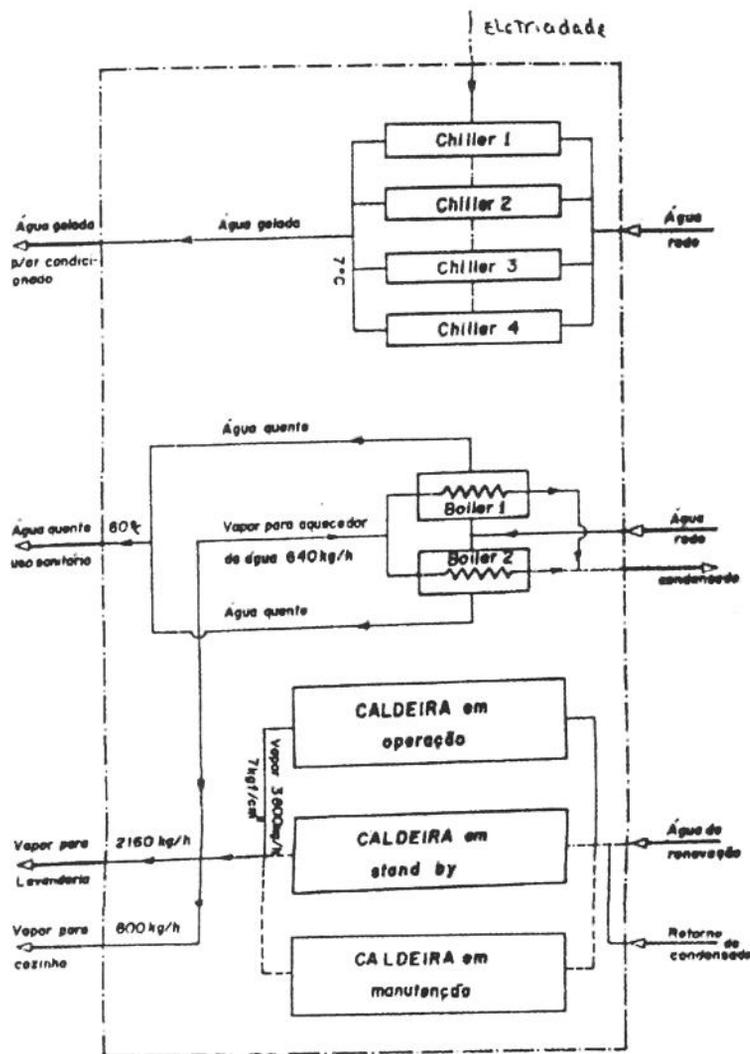


Figura 52 - A central de utilidades do hospital/UNICAMP

3.4.3 - As Configurações possíveis de sistemas de cogeração

No caso do HC/UNICAMP, por ser um grande centro hospitalar com alto consumo de energia, pode-se optar pelo uso de tecnologia de cogeração com turbina a gás. Existem várias possibilidades técnicas de recuperação de calor. Nesse estudo, optou-se por analisar duas: A primeira é a de usar os gases de exaustão da turbina para a produção de vapor em caldeira de recuperação, conforme sugerem Hashem [47] e Taft [48]; a segunda é pelo aproveitamento do calor de exaustão através da utilização direta dos gases de escape, disponíveis numa faixa de

400 a 600 °C, compatível com sistemas de refrigeração por absorção ou sistemas de secagem segundo Nasser et al [49] e Rossiter [50].

Dentro das configurações possíveis de sistemas de cogeração para o hospital serão considerados 4 casos:

Caso 1 - Utilização de turbina a gás e caldeira de recuperação em substituição a produção de vapor nas caldeiras atuais. O limite de geração que corresponde à máxima demanda é avaliada em 3600 kg/h de vapor;

Caso 2 - Utilização de turbina a gás e caldeira de recuperação para produção somente da quantidade de vapor necessária à cozinha, consumo este avaliado em 800 kg/h de vapor;

Caso 3 - Utilização de turbina a gás e caldeira de recuperação para produção somente da quantidade de vapor necessária à lavanderia, o que corresponde a 2160 kg/h de vapor;

Caso 4 - Utilização de turbina a gás e sistema de refrigeração por absorção com o uso direto dos gases de exaustão para a produção de água gelada em substituição ao sistema de refrigeração por compressão do freon, cuja capacidade é de 700 TR (2506 kW).

3.4.4 - Descrição dos componentes dos sistemas de cogeração propostos

A seguir, faz-se uma caracterização dos principais componentes dos sistemas de cogeração propostos para a hospital:

3.4.4.1 - Sistema compressor, turbina a gás e câmara de combustão

Compressor:

Os compressores potencialmente disponíveis para a unidade de cogeração proposta são divididos em dois grupos: compressores axiais e centrífugos. O compressor axial em simples estágio pode operar com taxas de compressão menores do que 1,5:1 [51,52]. Vários estágios, ainda no caso do compressor axial, são montados quando se quer obter maiores taxas de pressão, permitindo que a capacidade da unidade de cogeração seja maior. Já com performance levemente inferior aos axiais, os compressores centrífugos podem operar com maiores taxas de compressão, tipicamente 4:1 até 12:1, quando do uso de um estágio [53]. Os compressores centrífugos são geralmente menores do que os axiais, para uma mesma taxa de compressão, e mais usuais para turbinas a gás compactas e ciclos de refrigeração de baixa pressão. Normalmente se utilizam compressores centrífugos em sistemas de cogeração compactos, devido à redução do tamanho e maior flexibilidade.

Turbina a gás:

Existem basicamente dois tipos de turbinas: as de fluxo radial e as de fluxo axial. As turbinas de fluxo radial são mais usuais para fluxos de baixa velocidade e geralmente empregadas em máquinas compactas [52]. A vantagem desse tipo de turbina está na equivalência de um simples estágio com dois ou mais estágios de turbinas do tipo axial. As turbinas de fluxo radial oferecem melhor benefício quando instalada em conjunto com compressores do tipo centrífugos, e tendem a ser mais baratas do que as turbinas axiais.

Os gases provenientes da câmara de combustão são expandidos na turbina, exaustando para a atmosfera numa faixa disponível de temperatura maior do que 400 °C e menor do que 600 °C [48].

A eficiência térmica operacional na produção de eletricidade em uma turbina a gás de ciclo simples situa-se atualmente entre 15 % e 38 % [48,51], sendo que nos casos de maiores eficiências existe injeção de vapor na câmara de combustão. A performance depende principalmente da taxa de compressão, sofrendo ainda alguma influência da temperatura dos gases na entrada da turbina.

Uma alta temperatura na entrada da turbina é desejável para a viabilização de uma maior eficiência térmica, embora isto diminua, em geral, a vida útil da máquina. Para proteger a turbina e a câmara de combustão das altas temperaturas, alguns metais especiais e a cerâmica têm sido incorporados na construção desses componentes, contribuindo para um aumento da temperatura do gases na entrada da turbina a até 1250 °C, conforme Taki [52].

Câmara de combustão ou queimador:

Na câmara de combustão viabiliza-se o aquecimento da massa de ar comprimido. A combustão é controlada de forma que a temperatura dos gases resultantes não ultrapasse o limite máximo de temperatura especificado para a máquina.

A eficiência da câmara de combustão é uma medida de completividade da combustão, e geralmente assumida com valores entre 95 e 97 % [52]. A perda de pressão neste componente é muito pequena (menor do que 2 % da pressão de compressão) e geralmente desprezível numa investigação de sistema de cogeração como o pretendido.

3.4.4.2 - Caldeira de recuperação

Segundo Kovacik [54], as unidades de produção de vapor a partir da recuperação do calor dos gases de exaustão de turbinas a gás são disponíveis nas versões sem queima suplementar e com queima suplementar de combustível.

No caso da caldeira de recuperação com queima suplementar (eficiência em torno de 85%), o oxigênio contido nos gases de escape permite a queima de combustível suplementar de modo a aumentar a produção de vapor com relação a caldeira de recuperação sem queima suplementar.

Para unidades sem queima suplementar, o nível de eficiência é ligeiramente menor. Taft [48] e Taki et al [52] sugerem eficiências entre 60 e 80%, e mostram que este parâmetro têm um interesse secundário, devido ao fato de que estas unidades simplesmente operam no sentido de maximizar a recuperação de calor residual. Deste modo, as caldeiras de recuperação sem queima suplementar têm um custo efetivo menor (custo do vapor gerado) em relação a unidade com queima suplementar. Para a análise que segue, uma unidade sem queima suplementar de combustível foi escolhida, já que o objetivo é produzir vapor saturado a baixa pressão (estimou-se uma eficiência de 70 %).

Um parâmetro muito importante na caldeira de recuperação é o nível de temperatura dos gases de saída na chaminé, que segundo Baharna e Mahdi [55] situa-se entre 138 e 180 °C. Obviamente uma baixa temperatura para esses gases maximiza o calor recuperado, mas isso não é escolhido aleatoriamente, e sim utilizando-se a análise do "pinch point", que determina este parâmetro em função da pressão do vapor produzido, de maneira a evitar que ocorra a condensação dos gases na chaminé ocasionando a corrosão da caldeira.

Desse modo, a quantidade de calor recuperada dos gases de exaustão da turbina é limitada pela temperatura de saturação da água (além da efetividade da caldeira de recuperação), que no caso do hospital estudado é de 160 °C, indicando valores de temperatura dos gases de escape para a atmosfera entre 110 °C e 140 °C (determinados pelo "pinch-point").

3.4.4.3 - Sistema de refrigeração por absorção

As observações sobre este componente são as mesmas feitas no capítulo 2, incluindo a informação de que, no caso de aproveitamento do calor dos gases de escape, vale a análise feita anteriormente, em relação a teoria do "pinch point" para tomada de decisão com respeito

ao valor da temperatura de escape dos gases no sistema de troca de calor. Segundo Najjar [56], sistemas de absorção utilizando solução de água-brometo de lítio têm sido utilizados principalmente em decorrência de maior vida útil do equipamento, já que soluções de água-LiBr são menos corrosivas do que água-NH₃. Sistemas utilizando água-LiBr são comerciais para produção de água de refrigeração com temperaturas até 0 °C. Quando se desejar água com temperaturas inferiores a este valor, recomenda-se sistemas utilizando água-NH₃ [56].

No caso de brometo de lítio e água como fluido de trabalho para o sistema de refrigeração por absorção, Najjar[56] e Aly[57] sugerem valores para temperaturas no gerador do sistema de refrigeração, entre 140 °C e 160 °C. Nesse estudo adota-se um valor de 160 °C para a temperatura do gerador do sistema de refrigeração, indicando um valor de 170 °C para a temperatura dos gases de escape ("pinch-point").

3.4.5 - Equacionamento para a análise energética dos sistemas de cogeração

O equacionamento a seguir baseia-se no 1º princípio da Termodinâmica, de acordo com procedimentos indicados por Wu [51] e Taki et al [52], sendo válido para qualquer situação descrita no item anterior.

A fim de facilitar a compreensão da análise energética que se pretende empregar neste ponto, a figura 53 mostra o esquema utilizado para o estudo da cogeração no hospital em questão.

As variáveis envolvidas na análise energética são:

- COP - Coeficiente de performance do sistema de refrigeração por absorção
- C_p - Calor específico à pressão constante [kJ/kg.K]
- E_c - Fluxo de calor residual recuperado [kW]
- E_{comb} - Potência suprida no combustível [kW]
- E_p - Eletricidade produzida [kW]
- E_v - Fluxo de calor utilizado na forma de vapor (útil) [kW]

hc	- Entalpia da água de alimentação da caldeira [kJ/kg]
Hd	- Máximo fluxo de calor disponível no sistema [kW]
hv	- Entalpia do vapor na saída da caldeira [kJ/kg]
K	- Coeficiente da politrópica ($K = C_p/C_v$)
m	- Fluxo mássico de gases de exaustão na turbina [kg/s]
mg	- Consumo de gás natural [Nm^3/s]
mv	- Fluxo mássico de vapor produzido [kg/s]
nc	- Eficiência do compressor
ncr	- Eficiência da caldeira de recuperação
ng	- Eficiência do gerador elétrico
nisot	- Eficiência isoentrópica da turbina
nq	- Eficiência do queimador
nt	- Eficiência térmica da turbina
P ₁	- Pressão ambiente [N/m^2]
P ₂	- Pressão do ar na saída do compressor [N/m^2]
P ₃	- Pressão dos gases na entrada da turbina [N/m^2]
P ₄	- Pressão dos gases na saída da turbina [N/m^2]
PCS	- Poder calorífico do combustível [kJ/Nm^3]
pf	- Potência Frigorífica do sistema de refrigeração por absorção [kW]
T ₁	- Temperatura do ar (Ambiente) [K]
T ₂	- Temperatura do ar na saída do compressor [K]
T ₃	- Temperatura dos gases na entrada da turbina [K]
T ₄	- Temperatura dos gases na saída da turbina [K]
T _e	- Temperatura de escape para atmosfera [K]
Weixo	- Potência de eixo da turbina [kW]

As equações a seguir mostram as interdependências das diversas variáveis envolvidas [51,52] e serão utilizadas para seleção e dimensionamento dos sistemas possíveis para o hospital:

A temperatura na saída do compressor é:

$$T_2 = (T_1/nc). \{ [P_2/P_1]^{(K-1)/K} - 1 \} + T_1 \quad (22)$$

A temperatura dos gases na saída da turbina e a potência suprida no combustível podem ser determinados pelas equações 23 e 24:

$$T_4 = T_3 - T_3 \cdot \eta_{\text{isot}} \cdot \{1 - [P_4/P_3]^{(K-1)/K}\} \quad (23)$$

$$E_{\text{comb}} = m \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2) / \eta_q = m g \cdot P_{\text{CS}} \quad (24)$$

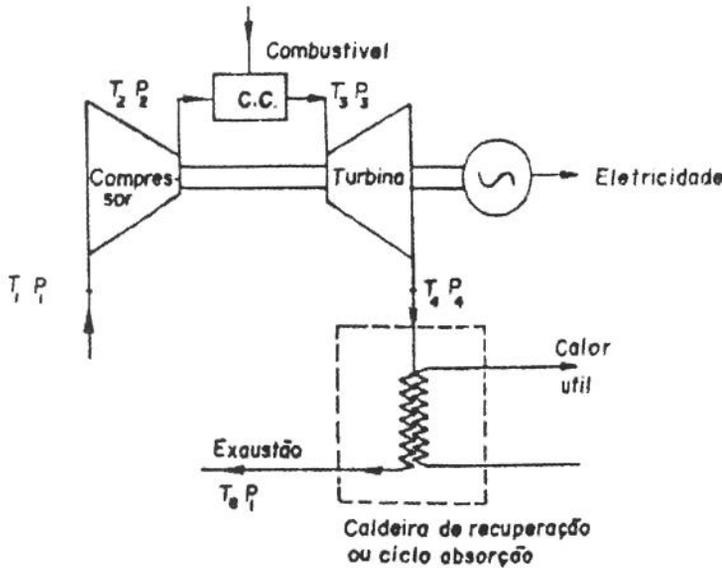


Figura 53 - Esquema para análise energética no caso do hospital

Desde que a perda de pressão na câmara de combustão é muito pequena e P_4 é suposto ser a própria pressão atmosférica, P_3/P_4 pode ser considerado com valor semelhante a P_2/P_1 .

A potência de eixo da turbina (Weixo) e a máxima taxa de calor de exaustão (Hd) podem ser determinadas pelas seguintes relações:

$$\text{Weixo} = m \cdot C_p \cdot [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] \quad (25)$$

$$\text{Hd} = m \cdot C_p \cdot (T_4 - T_1) \quad (26)$$

A eletricidade produzida pelo sistema de cogeração é:

$$E_p = \eta_g \cdot \text{Weixo} \quad (27)$$

A eficiência térmica da turbina a gás é derivada da razão entre a potência de eixo e a potência suprida pelo combustível:

$$\eta_t = \eta_q \cdot [(T_3 - T_4 - T_2 + T_1)/(T_3 - T_2)] \quad (28)$$

O calor efetivamente recuperado dos gases de exaustão do sistema é:

$$E_c = m \cdot C_p \cdot (T_4 - T_e) \quad (29)$$

A eficiência de geração de calor, a eficiência de geração de energia elétrica e a eficiência global do sistema de cogeração são também determinadas pelas equações 3, 4 e 5 do capítulo 2.

A partir deste ponto, a análise energética é realizada de maneira específica para cada equipamento de recuperação de calor. A figura 54 mostra o esquema do sistema de cogeração para o hospital, no caso do uso de caldeira de recuperação visando a produção de vapor.

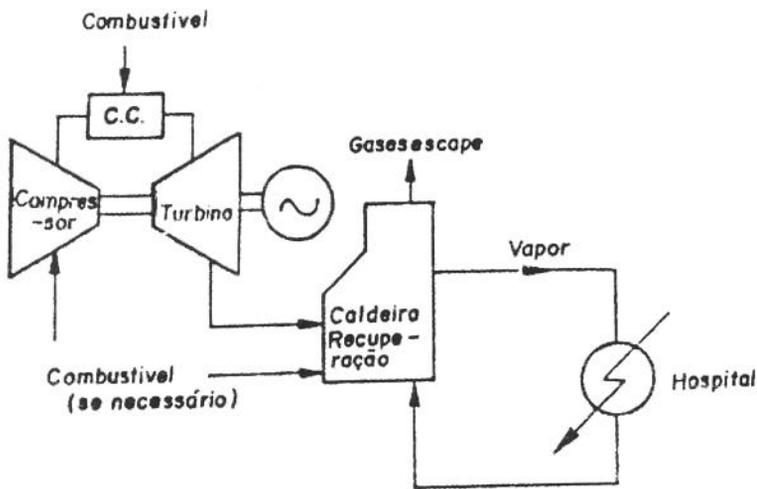


Figura 54 - Sistema de cogeração para a produção de vapor saturado

Neste caso, o fluxo de calor recuperado na forma de vapor é determinado pela equação:

$$E_v = m_v \cdot (h_v - h_c) = n_c \cdot E_c \quad (30)$$

A figura 55 esquematiza uma instalação de cogeração com uso direto do calor dos gases de exaustão da turbina para a produção de água gelada em sistema de refrigeração por absorção.

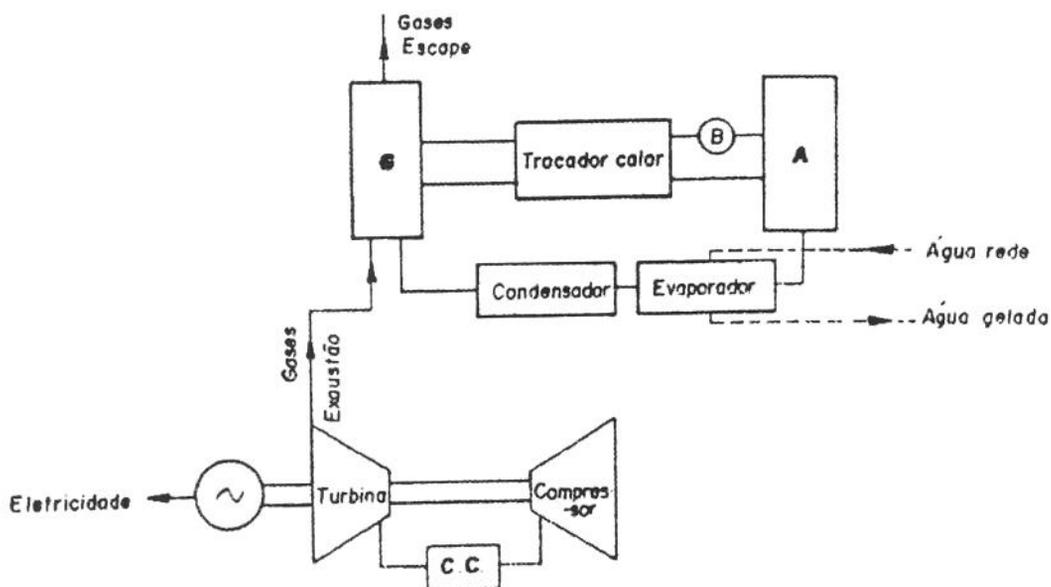


Figura 55 - Sistema de cogeração para a produção de água gelada

Neste caso, o fluxo de calor recuperado na produção de água gelada equivale a uma potência frigorífica que é determinada pela equação:

$$P_f = E_c \cdot \text{COP} \quad (31)$$

3.4.6 - Seleção de sistemas turbinas a gás para as instalações propostas

Nesse item quer-se selecionar sistemas turbinas a gás disponíveis no mercado para os casos escolhidos de cogeração para o hospital, de modo a verificar se existem equipamentos compatíveis com o fim térmico requerido para cada caso (seleção em função da quantidade requerida de recuperação de calor).

As seguintes considerações foram feitas para o estudo da viabilidade técnica:

- temperaturas ambientes de 15 °C para a seleção de equipamentos e de 30 °C para o dimensionamento do sistema;

- b) temperatura dos gases de exaustão variando entre 400 e 600 °C;
- c) temperatura dos gases de escape ou de exaustão para a atmosfera, no caso de produção de vapor igual a 140 °C, e no caso de produção de água gelada igual a 170 °C;
- d) calor específico a pressão constante dos gases na turbina igual a 1,055 kJ/kg.K, verificado segundo dados de alguns fabricantes (considerado o mesmo tanto para o nível do mar, como para o local da instalação);
- e) para o poder calorífico do gás natural utilizou-se o valor 39.356 kJ/Nm³;
- f) para a eficiência do compressor foram utilizados valores entre 70 e 80 %, verificado sobre cálculos efetuados com dados dos fabricantes [58-61] (anexo B);
- g) para a eficiência isoentrópica ou de expansão da turbina a gás foram utilizados valores entre 80 e 90 %, também verificado segundo cálculos sobre dados dos fabricantes [58-61] (anexo B);
- h) Foram utilizados os valores de 95 % e 97 % para as eficiências do gerador elétrico e da câmara de combustão, respectivamente [52];
- i) para a eficiência da caldeira de recuperação e o coeficiente de performance do sistema de refrigeração por absorção foram utilizados os valores de 70 % e 0,65, respectivamente;
- j) Para o coeficiente de politrópica (C_p/C_v) considerou-se o valor de 1,333.

A quantidade de calor recuperado dos gases necessária para as condições locais do hospital, baseando-se nos casos estudados são:

-Caso 1: 3.600 kg/h de vapor a 160 °C; $E_c = 3.370$ kW.

-Caso 2: 800 kg/h de vapor a 160 °C; $E_c = 749$ kW.

-Caso 3: 2.160 kg/h de vapor a 160 °C; $E_c = 2.020$ kW.

-Caso 4: 2.506 kW frigoríficos (água gelada); $E_c = 3.855$ kW.

Desses valores pode-se determinar os fluxos mássicos de gases necessários para os casos de cogeração do hospital em função da temperatura dos gases na saída da turbina. A figura 56 reporta os valores.

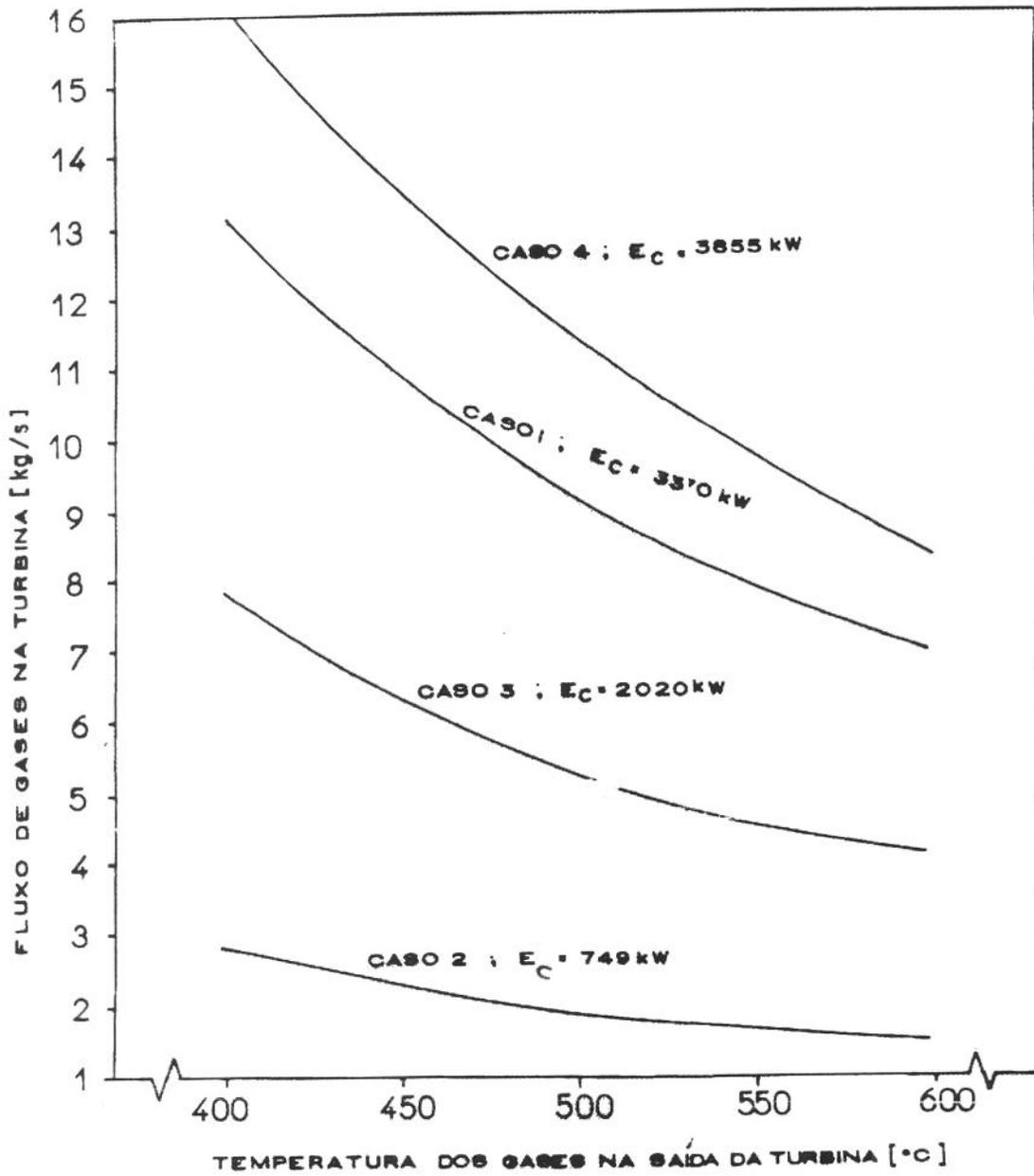


Figura 56 - Fluxo mássico de gases em função da temperatura na saída da turbina para o local da instalação

A figura 57 mostra a influência da eficiência do compressor e da relação de pressão sobre a temperatura do ar na saída do compressor, considerando as condições do nível do mar.

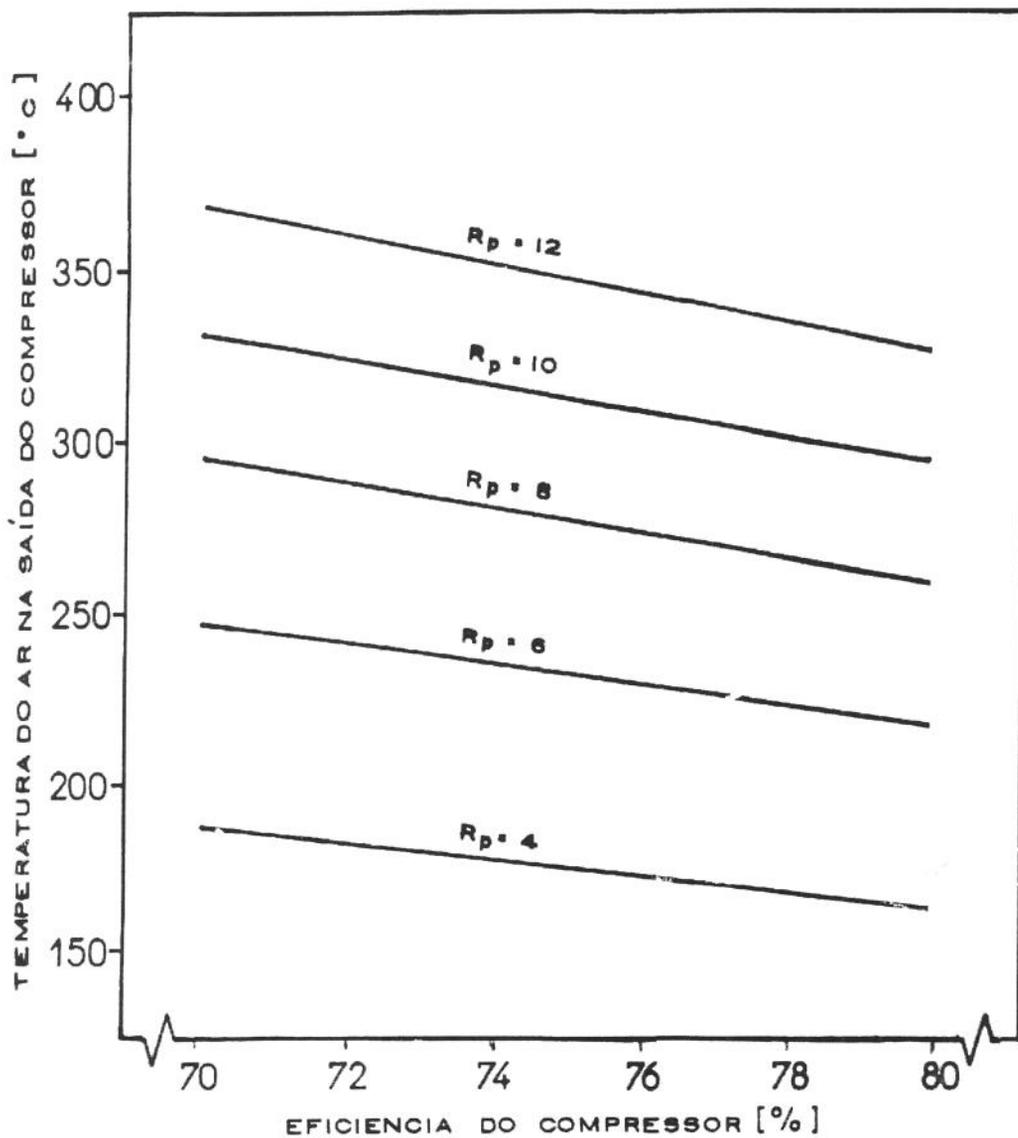


Figura 57 - Temperatura do ar na saída do compressor

A figura 58 reporta a influência da temperatura dos gases na saída da turbina, da eficiência isoentrópica da turbina a gás e da relação de pressão sobre a temperatura dos gases na entrada da turbina, também para o nível do mar.

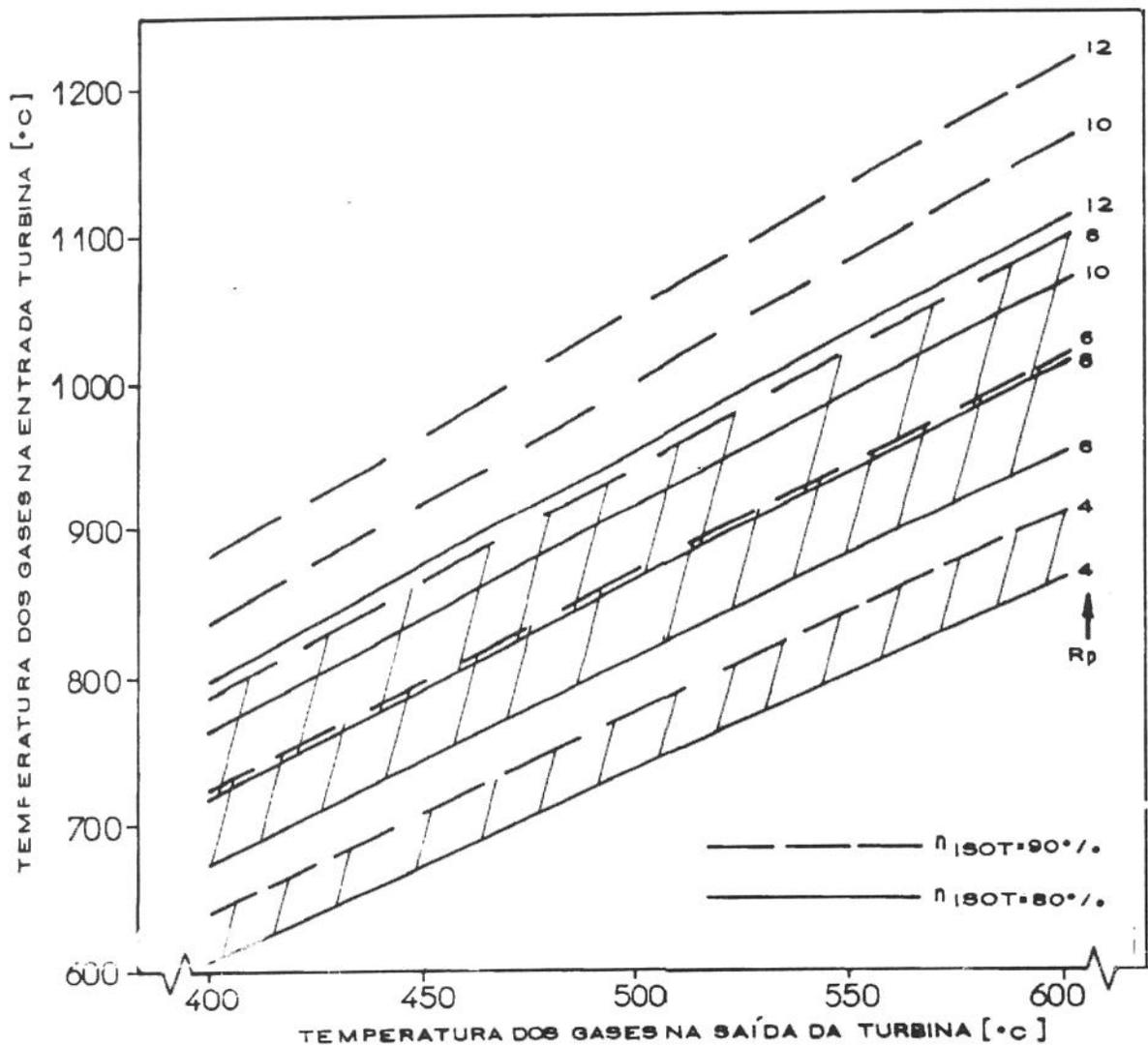


Figura 58 - Temperatura dos gases na entrada da turbina em função de outros parâmetros operacionais

Considerando para pré-seleção de máquinas que a quantidade de calor recuperada do sistema turbina a gás no local da instalação seja a mesma para o nível do mar, têm-se as configurações possíveis mostradas nas figuras 59, 60, 61 e 62, para os sistemas de cogeração propostos para o hospital.

Estas figuras reportam a influência da relação de pressão, da eficiência do compressor e da eficiência isoentrópica sobre a potência elétrica a ser produzida e o valor de BETA para cada caso.

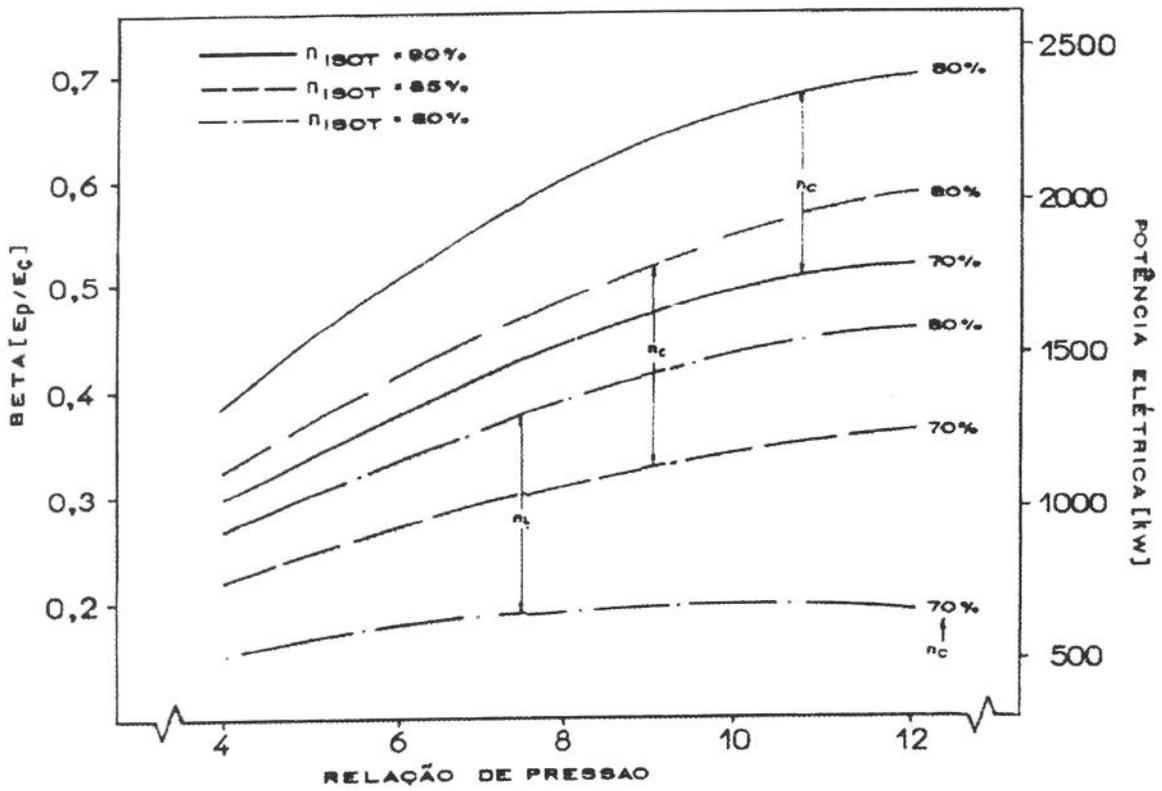


Figura 59 - Configurações possíveis para o caso 1 (pré-seleção)

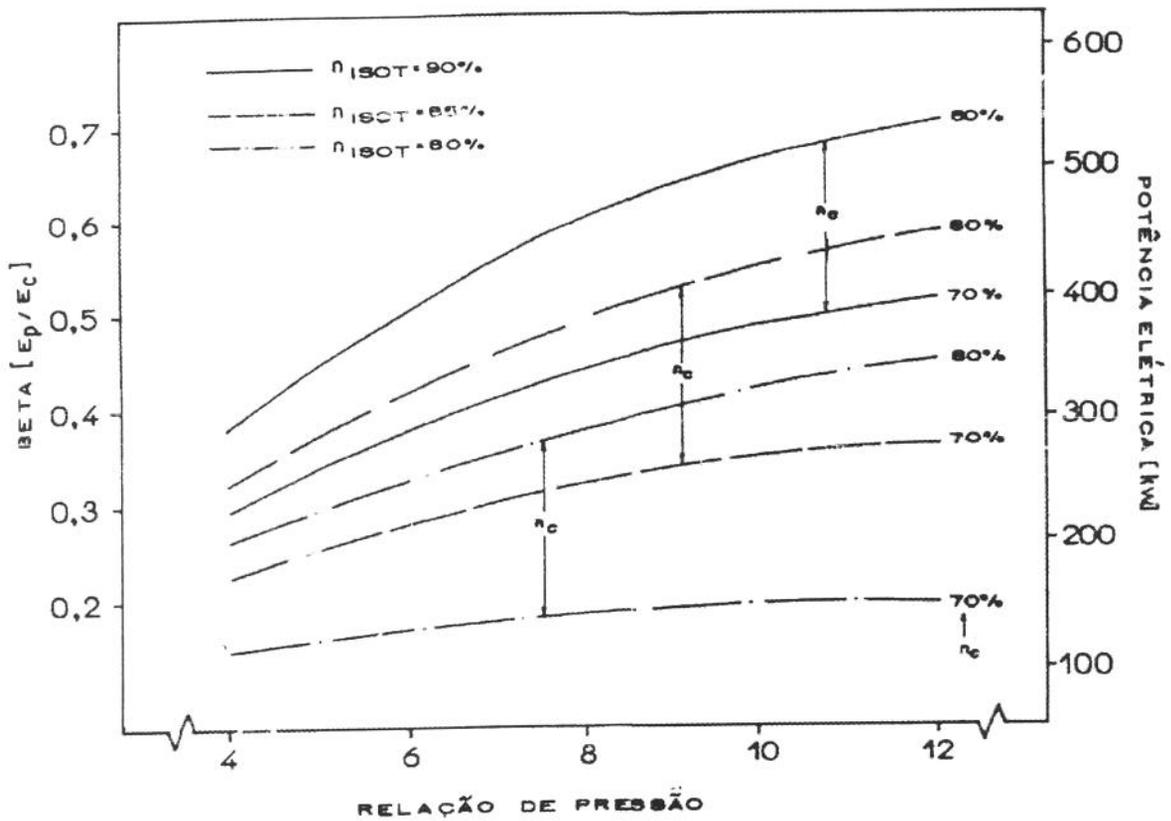


Figura 60 - Configurações possíveis para o caso 2 (pré-seleção)

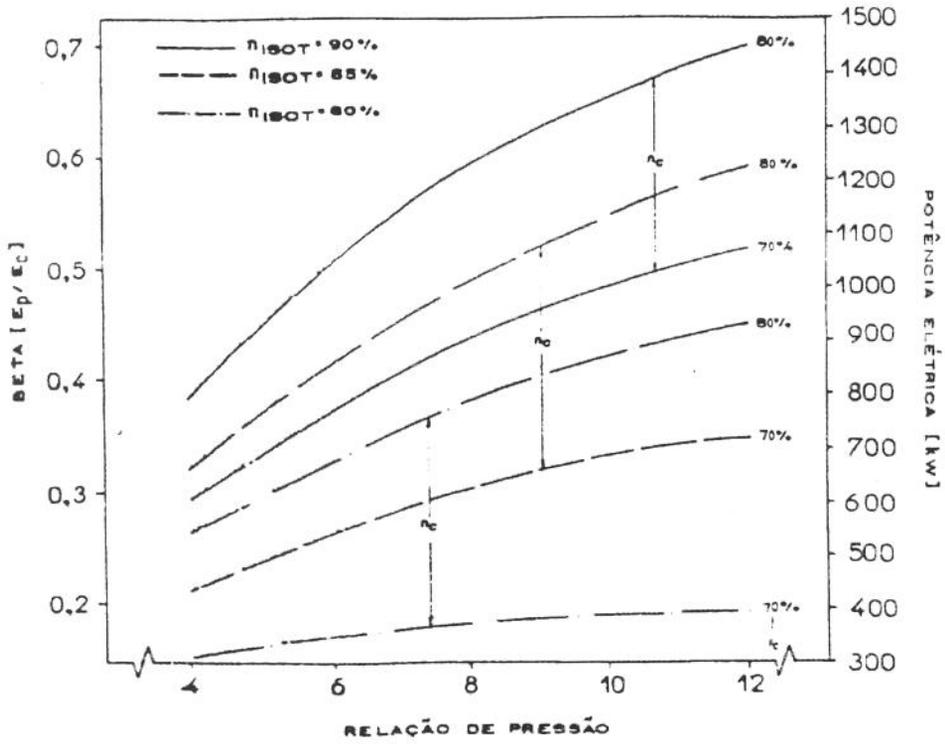


Figura 61 - Configurações possíveis para o caso 3 (pré-seleção)

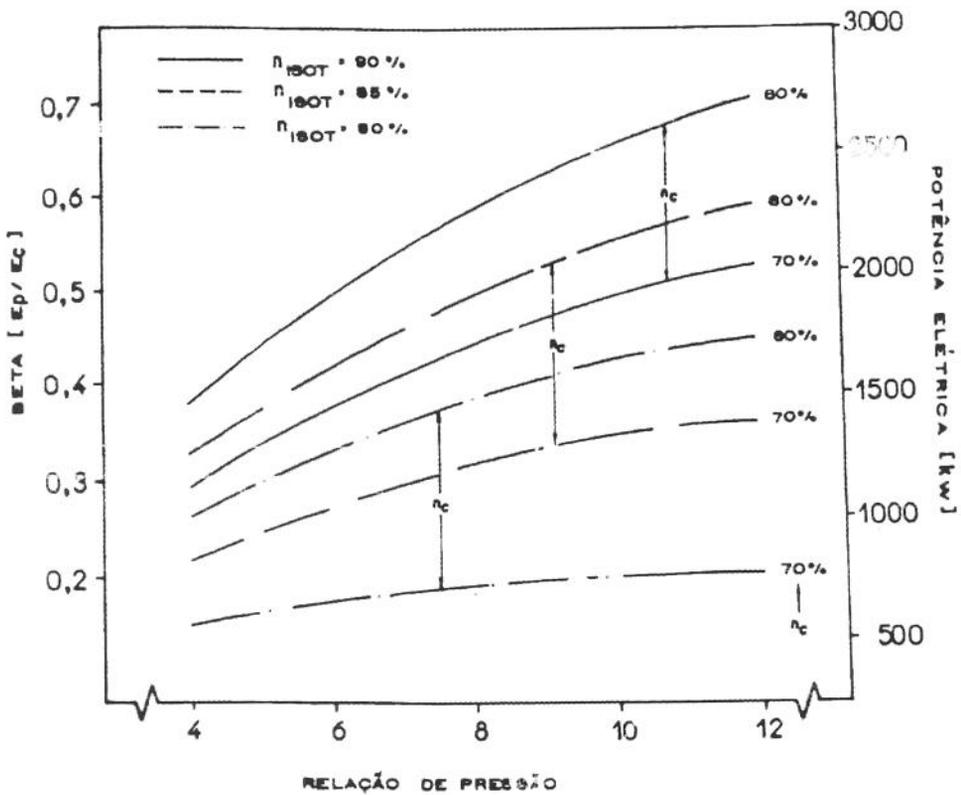


Figura 62 - Configurações possíveis para o caso 4 (pré-seleção)

Sequindo os procedimentos de cálculos de Mataix [62] e Cohen et al [63], com base no valor do fluxo mássico de gases necessários, para valores de T4 (entre 400 e 600 °C) e ainda considerando os sistemas turbinas a gás com disponibilidade de recuperação de calor o mais próximo possível das necessidades para cada um dos casos de cogeração para o hospital, a tabela 21 mostra as máquinas selecionadas.

Casos	Fabricante/Fornecedor	Código	Ep [kW]	RP	m [kg/s]	T4 [°C]	T3 [°C]	nt [%]	n [rpm]
Caso 1	European Gas Turbines	Hurricane	1600	9,2	6,99	600	1.134	25,46	27245
Caso 2	Turbomeca	Astazou	300	5,6	2,54	490	-	18,02	1500/1800
Caso 3	Turbomeca	Makila TI	1050	9,6	5,44	505	-	25,44	1500/1800
Caso 4	Siemens KWU	PGT2	2000	12	9,98	544	-	24,99	22500

3.4.7 - Dimensionamento dos sistemas de cogeração

Após a escolha do sistema turbina a gás efetuada no item anterior, deve-se corrigir os parâmetros operacionais das máquinas, de modo a descobrir os valores de performance para as condições locais da instalação.

Os parâmetros de interesse na performance de sistemas turbinas a gás que devem ser corrigidos são [64,65]:

- Potência de eixo;
- Eficiência térmica;
- Temperatura dos gases na saída da turbina;
- Fluxos de gases na turbina.

Os principais parâmetros de correção associados, segundo o "ASME Performance Test Code" [64] e Bhargava [65], são:

- Temperatura no ar na entrada do compressor;
- Pressão ambiente;
- Umidade relativa do ar na entrada do compressor;
- Poder calorífico do combustível;
- Composição química dos gases na turbina.

Um procedimento simplificado para a correção dos parâmetros de sistemas turbinas a gás é a utilização do conceito de parâmetros relativos, que aqui será utilizado devido ao grande número de variáveis não disponíveis (desconhecidas) para as máquinas selecionadas no item anterior. Segundo Vivier [66], Hill et al [67] e o fabricante "Stewart and Stevenson" [68], para um aumento na temperatura ambiente, um sistema de cogeração com turbina a gás apresenta redução na potência de eixo, na eficiência térmica e no fluxo de gases pela turbina, sendo que, a temperatura dos gases na saída da turbina aumenta.

Segundo "Stewart and Stevenson" [68], a influência da temperatura ambiente e da altitude (pressão) sobre os parâmetros de performance de sistemas turbinas a gás, são mostradas nas figuras 63A e 63B.

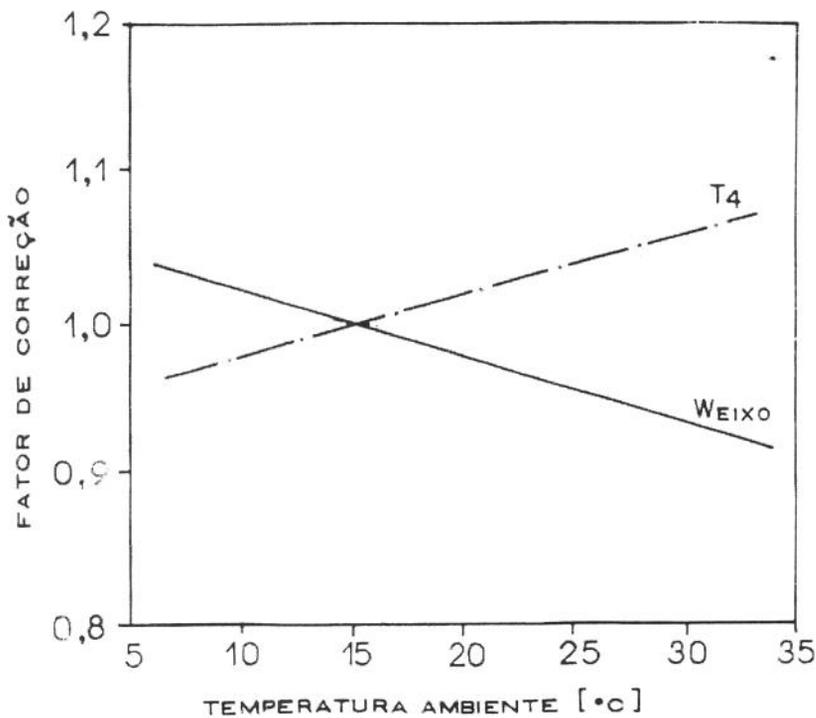


Figura 63A - Influência da temperatura ambiente sobre a performance [68]

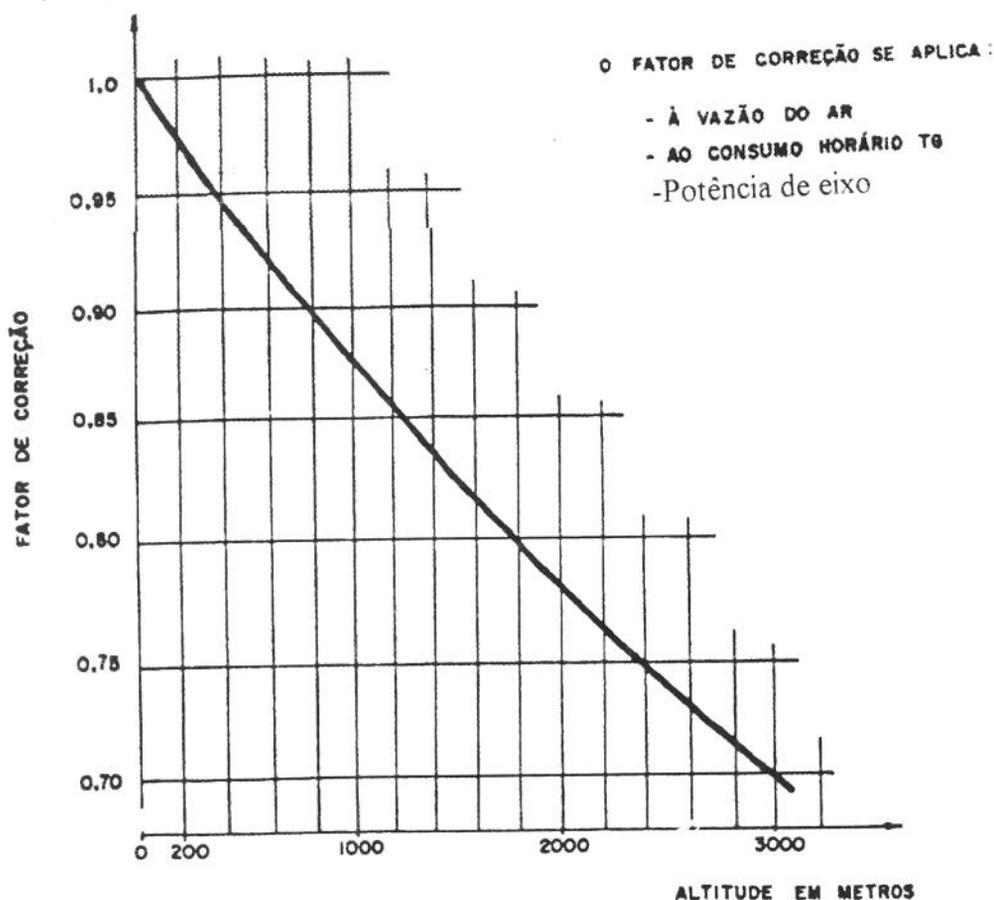


Figura 63B - Influência da altitude sobre a performance [68]

Considerando válida as informações destas figuras para as máquinas selecionadas no item anterior, verifica-se as performances mostradas na tabela 22, para os casos de cogeração do hospital.

Tabela 22 - Correção dos parâmetros de performance dos sistemas turbinas a gás								
Casos	Ep[kW]	nt[%]	m[kg/s]	mg[m³/h]	T4[°C]	ngc[%]	ngc[%]	nG[%]
Caso 1	*1600 +1376	*25,46 +23,80	*6,99 +6,43	*605,1 +556,7	*600 +635	*24,19 +22,61	*51,28 +55,18	*75,47 +77,79
Caso 2	*300 +259	*18,02 +16,91	*2,54 +2,34	*160,3 +147,5	*490 +519	*17,12 +16,06	*53,53 +58,05	*70,65 +74,11
Caso 3	*1050 +903	*25,44 +23,78	*5,44 +5,00	*397,5 +365,7	*505 +535	*24,17 +22,59	*48,21 +52,13	*72,38 +74,72
Caso 4	*2000 +1721	*24,99 +23,37	*9,98 +9,18	*770,6 +709,0	*544 +576	*23,74 +22,20	*46,75 +50,73	*70,49 +72,93
Nota:	* condições no nível do mar				+ condições locais			

Estes valores serão considerados para os estudos de análise e viabilidade econômica que se seguem.

3.4.8 - Análise econômica dos sistemas de cogeração escolhidos

As decisões de investimento em cogeração são feitas usualmente com base no custo capital e na receita ou taxa de retorno esperada.

Para as situações escolhidas no caso do hospital, os custos de produção de eletricidade e de vapor ou água gelada podem ser determinados pelas equações seguintes, conforme metodologia já apresentada no escopo deste trabalho.

$$C_{el} = (I_{pl} - I_{src}) \cdot f / H \cdot E_p + C_{comb} \cdot (E_{comb} - E_c - Per/2) / E_p + CM_{stg} \quad (32)$$

e

$$C_v = I_{cr} \cdot f / H \cdot E_v + C_{comb} \cdot (E_c + Per/2) / E_v + CM_{cr} \quad (33)$$

ou

$$C_{ag} = I_{sra} \cdot f / H \cdot P_f + C_{comb} \cdot (E_c + Per/2) / P_f + CM_{sra} \quad (34)$$

onde:

C_{ag}	Custo de produção de água gelada no sistema de absorção [US\$/kWh]
C_{comb}	Custo do combustível [US\$/kWh]
C_{el}	Custo de produção de eletricidade [US\$/kWh]
CM_{cr}	Custo de manutenção da caldeira de recuperação [US\$/kWh]
CM_{sra}	Custo de manutenção do sistema de refrigeração por absorção [US\$/kWh]
CM_{stg}	Custo de manutenção da turbina a gás incluindo o custo de manutenção do gerador elétrico [US\$/kWh]
C_v	Custo de produção do vapor cogerado [US\$/kWh]
E_c	Fluxo de calor residual recuperado [kW]
Γ_{comb}	potência suprida no combustível [kW]
E_p	Eletricidade produzida [kW]

Ev	Fluxo de calor utilizado na forma de vapor [kW]
f	Fator de anuidade [1/ano]
H	Período equivalente de utilização [h/ano]
Icr	Investimento na caldeira de recuperação [US\$]
Ipl	Investimento total no sistema a ser instalado [US\$]
Isra	Investimento no sistema de refrigeração por absorção para a produção de água gelada [US\$]
Isrc	Investimento no sistema de recuperação de calor Icr ou Isra [US\$]
Pf	Potência frigorífica do sistema de refrigeração por absorção [kw]
Per	Perda de energia no sistema [kW]

4.8.1 - Custo de investimento no sistema

O custo de investimento (Ipl) (custo de aquisição de equipamentos mais custo de instalação) depende do tipo de sistema a ser instalado. No caso de sistema de cogeração visando a produção de vapor, tal custo engloba basicamente os custos de dois módulos, ou seja, o do sistema de turbina a gás (Istg) (envolvendo compressor, câmara de combustão, turbina a gás, gerador elétrico e outros acessórios) e o da caldeira de recuperação (Icr), aqui considerado um módulo individual. Desse modo, a equação a seguir é a utilizada para o cálculo do investimento a ser efetuado.

$$Ipl = Istg + Icr \quad (35)$$

No caso de sistema de cogeração visando a produção de água gelada, o custo de investimento (Ipl) engloba o custo do sistema de turbina (Istg) a gás e o custo do sistema de refrigeração por absorção (Isra). Desse modo, o investimento é calculado pela equação:

$$Ipl = Istg + Isra \quad (36)$$

Segundo os dados da revista "Gas Turbine World" [61], o custo médio de investimento em um sistema turbina a gás (envolvendo turbina a gás, compressor, gerador elétrico, câmara

de combustão, placa suporte, caixa acústica, silenciador, dutos de entrada e de exaustão, controle padrão e sistema de partida), é mostrado na figura 64.

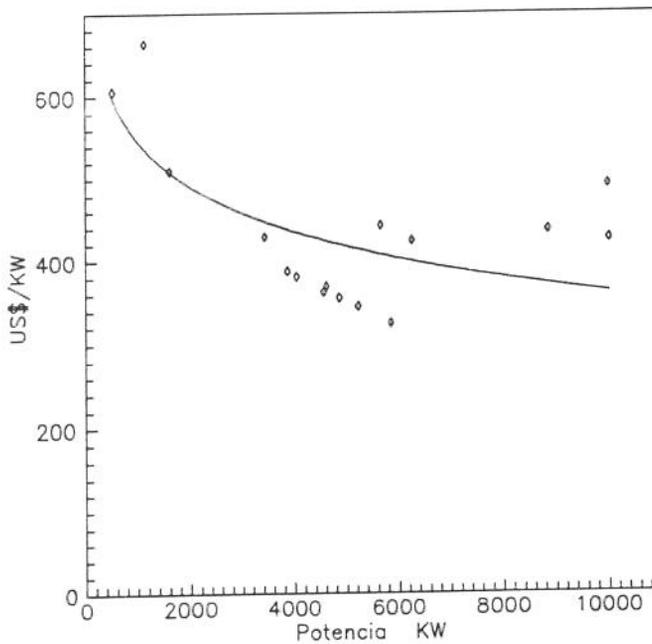


Figura 64 - Investimento em sistema turbina a gás

Esta figura reflete o custo médio de investimento em sistemas de turbinas a gás num panorama mundial e dependendo da localização geográfica pode sofrer variações de até 10 % para máquinas grandes e de até 15 % para unidades menores, nestes valores. Para os cálculos que se executam no próximo item, serão considerados estes valores médios acrescidos de 15 % referente ao transporte e a taxa de importação.

Para o custo de investimento em caldeira de recuperação (I_{cr}) sem queima suplementar de combustível (incluindo torres de resfriamento adicionais, equipamentos auxiliares e de comando) Morais et al [69] estima um valor de 15 % sobre o custo de investimento nos demais componentes do sistema de cogeração, mais 15 % de instalação e comissionamento. No nosso caso optou-se por utilizar a equação a seguir para o custo do equipamento, definida conforme a técnica de Boehn [33] e ajustada segundo Morais et al [69], em função da produção de vapor (M_v) em kg/h, com um fator multiplicativo de 10 % referente ao custo de instalação da caldeira de recuperação e válida para valores de produção de vapor entre 800 e 4000 kg/h.

$$I_{cr} = 1,1 \cdot 160.000 \cdot (M_v / 1.500)^{0,81} \tag{37}$$

Quanto ao custo de investimento em sistema de refrigeração por absorção (Isra) para a produção de água gelada, Hu [40] sugere 700 US\$/TR (~199 US\$/kW), enquanto que Kostrzewa e Davidson [70] sugerem valores entre 600 e 900 US\$/TR (~170 e 256 US\$/kWf). Para o nosso caso será utilizado o valor de 200 US\$/kW.

3.4.8.2 - Custo de manutenção do sistema

Para o custo de manutenção do sistema turbina a gás, Pulliam [39] utiliza o valor 0,012 US\$/kWh e Hess [71] e também Taki [72] o valor de 0,017 US\$/kWh. Para o estudo em questão será adotado o valor de 0,015 US\$/kWh.

O custo de manutenção da caldeira de recuperação será assumido de 10% sobre o custo de investimento.

Para o custo de manutenção de um sistema de refrigeração por absorção, Aly [57] estima um valor anual de 10 % sobre o custo capital do equipamento, valor que também será considerado neste trabalho.

3.4.8.3 - Equacionamento para o estudo da viabilidade econômica

Para o estudo da viabilidade econômica das instalações propostas, onde são avaliadas as receitas anuais esperadas, de maneira a escolher o investimento na situação que indique uma maior economia anual, considerou-se o caso de um hospital novo; assim, o investimento em cogeração (envolvendo sistema turbina a gás e caldeira de recuperação ou sistema de refrigeração por absorção) foi comparado com investimentos em equipamentos convencionais (caldeiras de vapor convencionais ou sistema de refrigeração por compressão).

-Caso de sistema de cogeração empregando turbina a gás e caldeira de recuperação:

No caso de investimento em sistema de cogeração empregando turbina a gás com caldeira de recuperação, os fatores de comparação são a tarifa de eletricidade praticada pela concessionária local para o atendimento do hospital e o custo da produção de vapor em caldeiras convencionais queimando óleo BPF. A equação a seguir pode ser utilizada para o cálculo deste último fator.

$$C_{vc} = I_{cc} \cdot f / H \cdot E_v + C_{\text{óleo}} / n_{\text{cal}} + CM_{cc} \quad (38)$$

onde:

$C_{\text{óleo}}$ - Custo do óleo combustível BPF [US\$/kWh]

C_{vc} - Custo de produção de vapor por caldeira convencional [US\$/kWh]

CM_{cc} - Custo de manutenção da caldeira de vapor convencional [US\$/kWh]

E_v - Fluxo de calor utilizado na forma de vapor [kW]

f - Fator de anuidade [1/ano]

H - Período equivalente de utilização [h/ano]

I_{cc} - Investimento em caldeira de vapor convencional [US\$]

n_{cal} - Eficiência da caldeira de vapor convencional (adotado 85 %)

Para valores de investimentos em caldeiras convencionais de vapor (I_{pc}), a equação 39 pode ser utilizada [33], válida para valores de produção de vapor (M_v) entre 200 e 10.000 kg/h. O fator multiplicativo de 1,20 se refere a taxa de instalação, aqui considerada de 20 % sobre o investimento no equipamento.

$$I_{cc} = 1,20 \cdot 16.000 \cdot (M_v / 1.000)^{0,64} \quad (39)$$

O ganho devido à produção de eletricidade (GP_{el}), no caso de excedente elétrico, é calculado pela equação 18, e no caso de déficit de eletricidade pela equação 20, todas definidas no capítulo 2.

Quanto ao ganho devido à produção de vapor, este pode ser determinado utilizando-se a equação:

$$GP_v = E_v \cdot H \cdot (C_{vc} - C_v) \quad (40)$$

A receita anual esperada (R) será a soma dos ganhos devido à produção de eletricidade e devido à produção de vapor pelo sistema de cogeração.

$$R = GP_{el} + GP_v \quad (41)$$

onde:

C_v - Custo de produção de vapor pelo sistema de cogeração [US\$/kWh]

GP_{el} - Ganho anual devido a produção de eletricidade [US\$]

GP_v - Ganho anual devido a produção de vapor [US\$]

R - Receita anual esperada [US\$]

- Caso de sistema de cogeração empregando turbina a gás e sistema de refrigeração por absorção:

Para o caso de investimento em sistema de cogeração, empregando turbina a gás com sistema de refrigeração por absorção, é necessário conhecer a tarifa de eletricidade praticada pela concessionária local e o custo de produção de água gelada por um sistema de refrigeração elétrico (por compressão). A equação 17, vista no capítulo 2 deste trabalho, pode ser utilizada para o cálculo deste último.

Para o valor do investimento em sistema de refrigeração por compressão ($Isre$) (elétrico) a equação 42 pode ser utilizada para valores de potência frigorífica (Pf) entre 20 e 5.000 kW [33].

$$Isre = 267.000 \cdot (Pf/1.000)^{0,77} \quad (42)$$

O custo de manutenção em sistemas de refrigeração por compressão ($CMsre$) pode ser determinado pela equação 43, válida para valores de potência frigorífica (Pf) entre 370 e 7.200 kW [33].

$$CMsre = 8.000 \cdot (Pf/1.790)^{0,42} \quad (43)$$

O ganho devido à produção de eletricidade (GPel) neste caso, também pode ser determinado utilizando-se as equações 18 ou 20, dependendo da situação.

Já o ganho devido à produção de água gelada (GPpf) é calculado utilizando-se a equação 19.

Para a receita anual esperada utiliza-se a equação 21.

3.4.8.4 - Considerações para a análise econômica

Para o estudo da viabilidade econômica das opções de cogeração propostas para o hospital, além das considerações sobre custos de investimentos e de manutenção de equipamentos mostradas na seção anterior, as seguintes considerações foram feitas:

- O período equivalente de utilização considerado foi de 7.000 h/ano;
- o valor utilizado para o custo do gás natural foi de 0,011 US\$/kWh;
- para o preço da eletricidade comprada da rede local, utilizou-se o valor de 0,070 US\$/kWh;
- valores de taxas anuais de juros entre 12 e 20 %;
- valores de períodos de amortização entre 3 e 7 anos;
- para o preço do kWh excedente de eletricidade, adotou-se valores entre 0,020 e 0,080 US\$/kWh.

3.4.9 - Resultados da análise econômica

A tabela 23 mostra os custos de produção de eletricidade, vapor ou água gelada, para os casos de cogeração estudados, considerando uma taxa anual de juros de 12 % e um período de amortização de 5 anos. Também são apresentados, para efeitos de comparação, os custos de produção de vapor ou água gelada em equipamentos convencionais.

Casos	Eletricidade cogenerada	Vapor cogenerado	Vapor convencional	Água gelada cogenerada	Água gelada convencional
1	0,05589	0,02080	0,02043	-	-
2	0,06760	0,01868	0,01976	-	-
3	0,05816	0,02143	0,02062	-	-
4	0,05617	-	-	0,03075	0,03205

As figuras 65, 66, 67 e 68 mostram a influência do período de amortização e da taxa anual de juros sobre os custos dos produtos da cogeração para cada um dos casos estudados para o hospital.

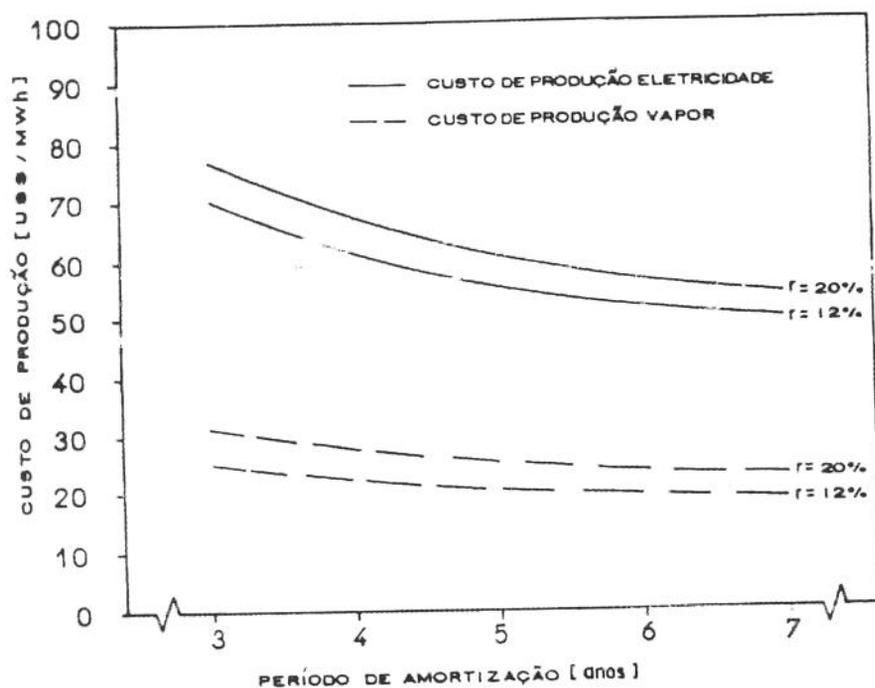


Figura 65 - Custos dos produtos da cogeração para o caso 1

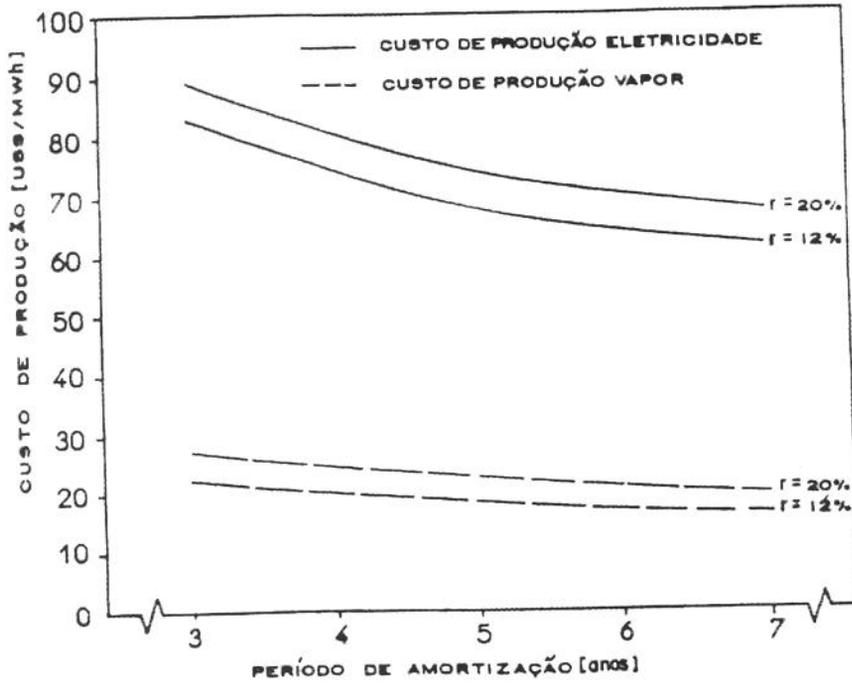


Figura 66 - Custos dos produtos da cogeração para o caso 2

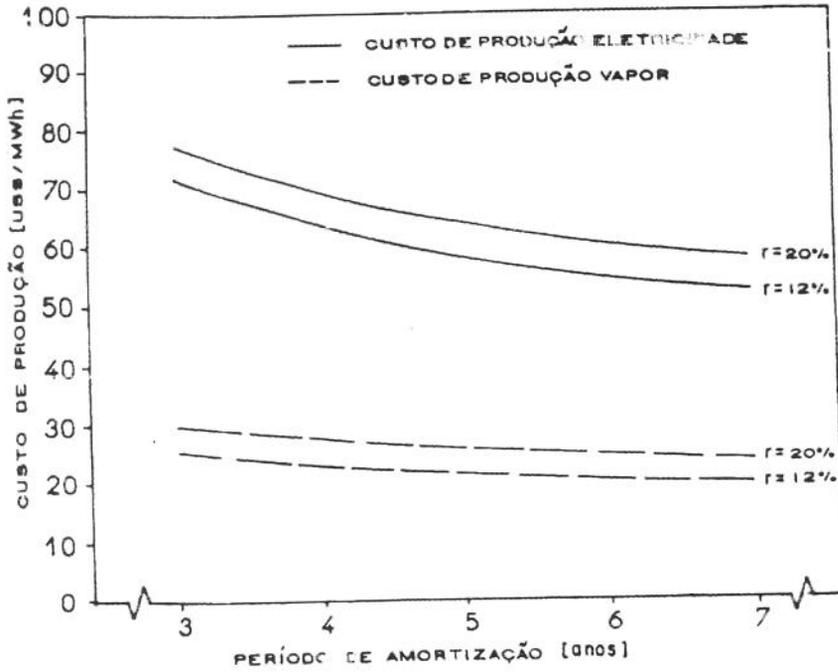


Figura 67 - Custos dos produtos da cogeração para o caso 3

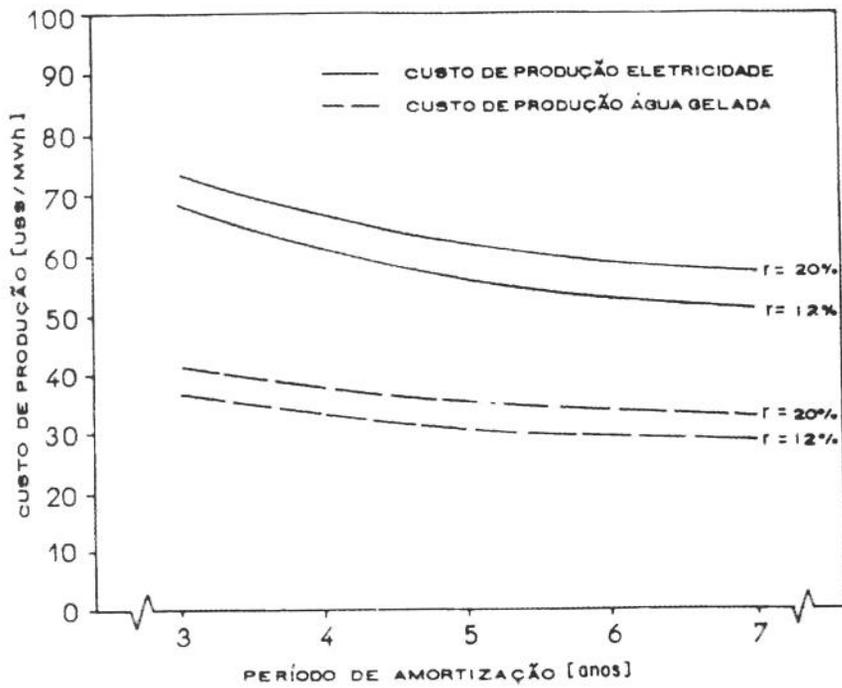


Figura 68 - Custos dos produtos da cogeração para o caso 4

Evidentemente, os custos dos produtos da cogeração por kWh são maiores, para maiores taxas de juros anuais e menores períodos de amortização.

A figura 69 mostra a receita anual esperada em função do período de amortização, considerando uma taxa de juros anual de 12% e um preço de venda de excedente de 0,050 US\$/kWh.

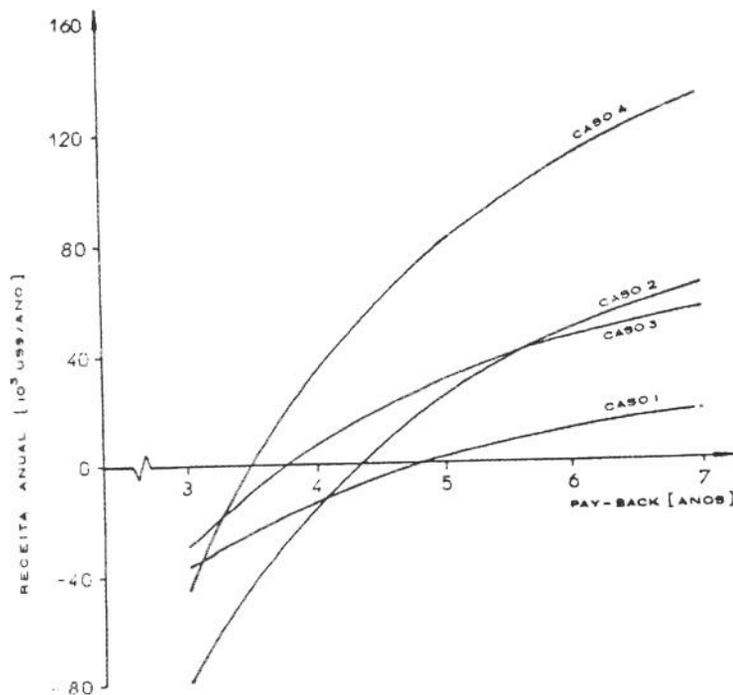


Figura 69 - Receita anual esperada em função do período de amortização, $r = 12\%$.

Nestas condições, pode ser apreciado desta figura que, para o caso 4, existe viabilidade econômica para um período de amortização mínimo de 3,5 anos; para o caso 3, este valor é de 3,7 anos; Os valores mínimos para os caso 1 e 2 são respectivamente 4,8 e 4,3 anos.

A variação da receita anual esperada em função da taxa anual de juros é mostrada na figura 70, que considera um período de amortização de 5 anos, e também um valor de 0,050 US\$/kWh para o preço de venda de eletricidade excedente.

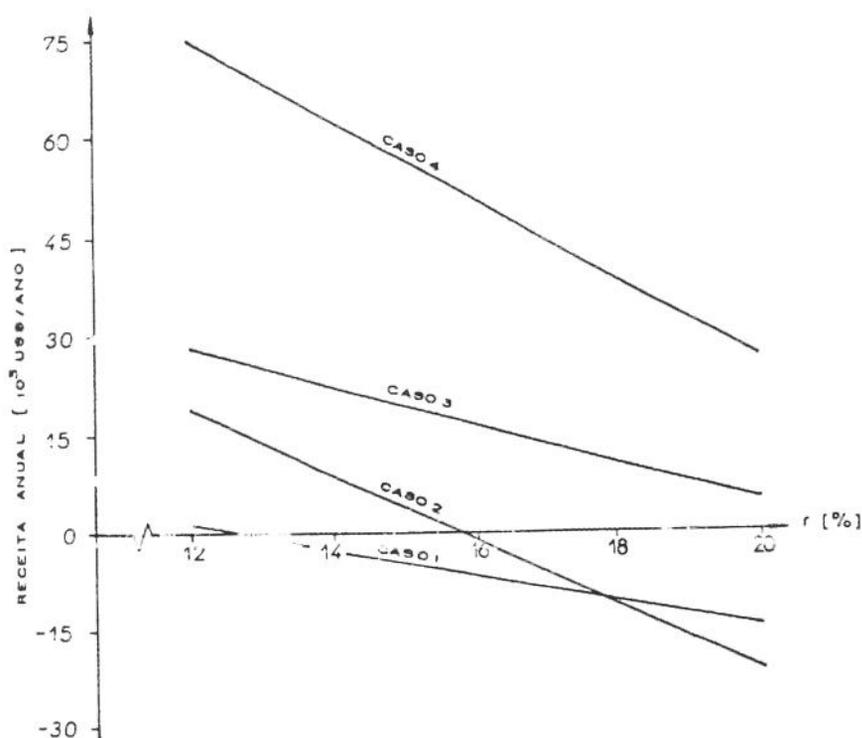


Figura 70 - Receita anual esperada em função da taxa anual de juros, $k = 5$ anos

Observa-se que para o caso 1 existe viabilidade econômica quando valores menores do que 12,7 % são atribuídos às taxas anuais de juros. Já para o caso 2, isso ocorre para valores menores do que 15,8 % ao ano. A melhor vantagem é destacada para o caso 4.

Finalmente, para o caso 4 (onde existe excedente de eletricidade), é interessante reportar a influência do preço de venda de excedente de eletricidade sobre a receita anual esperada. A figura 71 mostra essa influência, considerando uma taxa anual de juros de 12 % e um período de amortização de 5 anos.

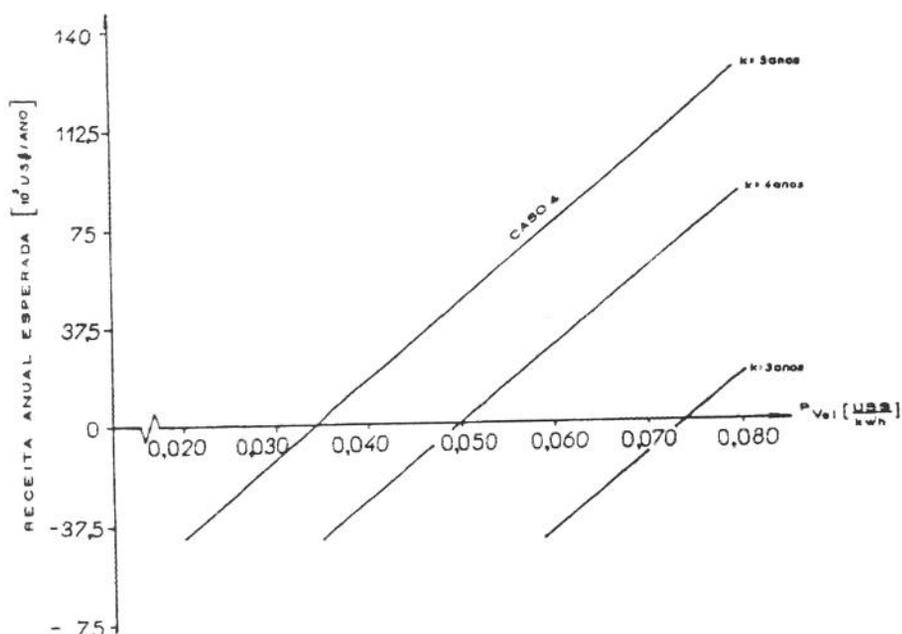


Figura 71 - Receita anual esperada em função do preço de venda da eletricidade excedente, $r = 12\%$, $k = 5$ anos

Fica evidente que a receita anual esperada (benefício) incrementa-se à medida que são atribuídos maiores valores para o preço de venda de eletricidade excedente. Para o caso 4 ($E_p = 1721$ kW) a viabilidade econômica existe para um valor mínimo de $0,034$ US\$/kWh, atribuído para o preço de venda de eletricidade excedente, no caso de 5 anos de amortização. Este valor se situa em torno de $0,050$ US\$/kWh para 4 anos, e em $0,073$ US\$/kWh para 3 anos de amortização.

3.5 - Comentários

No cenário energético nacional, sistemas de cogeração compactos, dos tipos analisados neste capítulo, podem representar excelentes oportunidades para a aplicação não só em hospitais, mas também em outros segmentos do setor terciário.

Como resultado da análise efetuada, existe maior viabilidade para o caso 4 (considerando um valor de $0,050$ US\$/kWh para a venda de eletricidade excedente), no qual um sistema turbina a gás é associado a um sistema de refrigeração por absorção, em substituição ao sistema de produção de água gelada por compressão do vapor de freon. Os fatores positivos para esta conclusão são:

- O custo de produção de eletricidade é relativamente baixo, quando comparado com a tarifa praticada pela concessionária;
- O custo de produção de água gelada empregando sistema de refrigeração por absorção com uso direto dos gases de exaustão da turbina, é menor do que o custo equivalente de produção de água gelada em sistema de refrigeração por compressão;
- A implantação de um sistema de cogeração como este resulta em uma redução de cerca de 30 % no consumo de eletricidade do hospital, indicando mais um atrativo à economia nos gastos com eletricidade deste estabelecimento.

Observou-se que a melhor viabilidade econômica para o caso 4, em relação aos demais casos de cogeração para o hospital, é suportada para valores maiores do que 0,044 US\$/kWh atribuídos ao preço de venda de eletricidade excedente. Para valores menores do que este, o caso 3 será o de maior benefício, se considerarmos períodos de amortização menores do que 4 anos.

CAPÍTULO 4 - ASPECTOS INSTITUCIONAIS

4.1 - Introdução	117
4.2 - Experiências de Alguns Países da Europa.....	117
4.2.1 - A situação na Alemanha.....	118
4.2.2 - O caso da Itália	119
4.2.3 - Passado e presente na Inglaterra.....	121
4.2.4 - Histórico da cogeração na Espanha.....	123
4.2.5 - A experiência da França	124
4.3 - A Legislação nos E.U.A.....	125
4.3.1 - Legislações relativas à questão da cogeração.....	128
4.3.2 - O preço de "wheeling"	131
4.4 - A Legislação no Brasil	132
4.4.1 - Os obstáculos à cogeração	132
4.4.2 - A legislação vigente	134
4.4.3 - As portarias específicas para a autoprodução de energia elétrica.....	136
4.5 - Comentários	139

CAPÍTULO 4: ASPECTOS INSTITUCIONAIS

4.1 - Introdução

De um modo geral, a cogeração tem sido uma alternativa de incorporação complexa a um sistema energético, em função dos vários aspectos relacionados e da diversidade de interesses que podem ser afetados.

Aspectos de ordem política, institucional, econômica, ambiental e de planejamento, associados à estrutura e aos interesses dos sistemas energéticos, definem os obstáculos ou condicionam à prática da cogeração associada à rede pública.

Vários países têm adotado legislações favoráveis a cogeração, de modo a assegurar a geração descentralizada de energia para garantir o suprimento energético a preços competitivos.

Neste capítulo serão analisados os aspectos das legislações de alguns países desenvolvidos e da legislação pertinente no Brasil.

4.2 - Experiências de Alguns Países da Europa

A grande maioria dos países europeus tem adotado, recentemente, legislações favoráveis à cogeração, estabelecendo inclusive melhores preços para a aquisição de eletricidade excedente.

Esses esforços têm sido, em sua maioria, consequência de relacionamentos entre empresas locais de distribuição de eletricidade e calor, sob a tutela comum de municípios (ou agrupamentos comunitários). De um modo geral, o desenvolvimento da cogeração foi e têm sido alcançado com hostilidade por parte das companhias de eletricidade e com sustentação principal das empresas de produção de eletricidade (distribuidoras locais).

O texto que segue tem por objetivo analisar as experiências de cogeração de alguns países da Europa [13,69,73], de modo a compara-las à realidade do Brasil, facilitando o estudo de políticas de estímulo à cogeração.

4.2.1 - A situação na Alemanha

O processo de estruturação do setor energético na Alemanha teve início em meados do século XIX. Inicialmente, organizou-se o setor elétrico com a geração e consumo restritos às indústrias. Com a expansão do mercado, as comunidades locais assumiram a responsabilidade quanto à distribuição, e, no início do século XX, ocorreu uma grande participação financeira do setor privado nas empresas de produção e distribuição de eletricidade e gás.

Após a Segunda Grande Guerra, em um processo de reconstrução, começou um reforço de autonomia das comunidades, que, diante da necessidade de reduzir gastos e racionalizar os recursos, definiram o espaço da cogeração. Nessa época, cerca de 50 % das necessidades totais de energia elétrica da Alemanha eram atendidas pela cogeração industrial [13].

Alguns anos mais tarde (década de 70), a cogeração foi perdendo espaço nas indústrias, em relação ao atendimento via rede, mas cresceu dentro da concepção de calor distrital [74]. A perda gradativa relativa à importância da cogeração estendeu-se até a década de 80, sendo que, em 1985, cerca de 14 % do consumo de energia elétrica ainda era atendido pela cogeração industrial. Em comparação aos outros países da Europa, a Alemanha ainda hoje é o país mais expressivo em termos de cogeração, fato que pode ser explicado pelos altos custos de eletricidade ao consumidor, em função da forte presença do carvão mineral alemão, mais caro do que o importado [69].

Visando um maior desenvolvimento da cogeração na Alemanha, em 1979 foi firmado uma resolução entre o Governo Federal, a Federação das Empresas de Eletricidade e a Federação das Indústrias que, revista em 1988, estabelece o seguinte:

- Obrigatoriedade de compra de todo excedente, cuja produção decorra na economia de energia primária;
- Direito de atendimento suplementar para os casos de manutenção e/ou pane;
- Garantia de não interferência na qualidade do serviço de distribuição, como decorrência da interligação de autoprodutores;
- Remuneração segundo o custo evitado, considerando fatores tais como a redução de perdas de transmissão/distribuição, confiabilidade e qualidade de fornecimento;
- Definição de contratos de longo prazo, de acordo com as necessidades das concessionárias.

O governo alemão decidiu, também, apoiar a produção de sistemas modulares de cogeração, visando propiciar às pequenas comunidades a possibilidade de cogeração com aquecimento distrital com alta eficiência energética e pequenos impactos ambientais. Estima-se que o potencial de tais unidades modulares atinja a ordem de 10 GW, até o ano 2005 [74].

De uma maneira geral, conclui-se que o programa de cogeração alemão, que vinha perdendo importância até a década de 70, voltou a ser incentivado dentro de perspectivas que incluem a criação do mercado comum europeu para a energia elétrica, situação que coloca a Alemanha em condição privilegiada, face a seus altos custos operacionais.

4.2.2 - O caso da Itália

A produção, transmissão e distribuição de energia elétrica na Itália é praticamente um monopólio estatal, controlado pela ENEL - Ente Nazionale per l'Energia Ellettrica, que produz cerca de 85 % da eletricidade total consumida. A autogeração é responsável por cerca de 12 % do total, restando 3 % para as concessionárias municipais [74].

Tendo em vista o crescimento do consumo de energia elétrica e as previsões de taxas de crescimento para o ano 2000, o governo italiano definiu em 1986 as metas do Plano Energético Nacional, propondo um aumento substancial de produção de energia elétrica com centrais nucleares e a carvão mineral, e, ainda, estimulando o crescimento do uso do gás natural na matriz energética.

Em 1987, um referendo popular rejeitou as propostas que favoreciam a energia nuclear, tendo o governo de desativar as usinas em operação e suspender a construção de novas usinas. Em 1988, um novo Plano Energético Nacional foi elaborado dando ênfase à conservação de energia, à autonomia do suprimento energético e à preservação do meio ambiente, buscando, ainda, a redução da importação de energia elétrica de 12,5 % em 1987 para cerca de 5 % no ano 2000.

Sobre estas diretrizes da política energética italiana, a cogeração começou a ganhar impulso na Itália, passando de um potencial de 4.500 MW em 1987 para uma previsão de 7120 MW no ano 2000. Para atingir esse objetivo, o governo tem apoiado projetos relacionados à cogeração, participando financeiramente, através do MICA - Ministério da Indústria, Comércio e Artesanato, no desenvolvimento de estudos de viabilidade e de projetos de cogeração[74].

A título de comparação é interessante observar que a cogeração em nível industrial na Itália já é quase tão desenvolvida e organizada quanto na Alemanha. Em 1985, cerca de 40% de toda a capacidade de cogeração industrial na Europa estava instalada na Alemanha e 14,5 % na Itália [74]. No mesmo ano, a autoprodução industrial representava cerca de 15 % do consumo global na Alemanha e 13 % na Itália.

O caso italiano tem sido um bom exemplo de como a cogeração pode contribuir dentro de uma estrutura centralizada do setor elétrico, com benefícios claros e imediatos para a conservação de energia, redução dos investimentos globais e preservação do meio ambiente. Tudo isto como resultado dos programas institucionais e de políticas de difusão dessa tecnologia.

4.2.3 - Passado e presente na Inglaterra

A geração de energia elétrica na Inglaterra é predominantemente termelétrica, baseada no carvão, no petróleo e em usinas nucleares.

A cogeração na Inglaterra tem sido usada desde 1898, quando uma fábrica da Singer instalou a primeira planta de cogeração. Um dos primeiros sistemas envolvendo aquecimento distrital foi instalado em 1911, na cidade de Manchester, para fornecer vapor para fábricas, escritórios e lojas vizinhas [75].

A capacidade instalada de cogeração na indústria caiu em torno de 50 % de 1955 a 1982, sendo que, nesse ano, esse modo de produção de energia representava 6 % da produção total de eletricidade na Inglaterra [13]. Em 1983, um decreto sobre energia reestimulou a produção independente, motivando a cogeração para o setor terciário, que começou a se tornar mais popular, sendo que, em 1990, já existia 250 instalações de microcogeração naquele país.

Da revisão das regulamentações sobre o abastecimento de eletricidade realizada em outubro de 1988 [76], fixou-se os requerimentos para o estatuto de operação de plantas de geração privada, que desencadearam as companhias regionais de eletricidade.

Antes do decreto sobre a privatização das concessionárias de eletricidade de 1989, a geração de energia elétrica na Inglaterra era controlada pela CEGB (Central Electricity Generating Board). Este monopólio controlava todas as usinas de potência comprando, abastecendo e controlando o preço de venda de eletricidade para a indústria, comércio e setor residencial.

Uma das principais propostas do decreto foi introduzir a competição no setor elétrico, de modo a permitir que a eletricidade fosse negociada como os outros energéticos tais como o carvão, óleo e gás natural. A CEGB foi, então, dividida em duas grandes companhias privadas (National Power e Powergen) que controlam todas as plantas de combustíveis fósseis e as hidrelétricas. As plantas nucleares permaneceram sobre o controle do Estado, com a criação de

uma nova companhia, a NE (Nuclear Electric). Também foi criada a empresa estatal NGC (National Grid Company), encarregada da manutenção e operação da transmissão, que controla o mercado a atacado de eletricidade, de modo a promover a competição entre os autoprodutores [76].

Como consequência do decreto de 1989, foram firmados os seguintes arranjos:

.A "National Power e a Powergen" foram limitadas em gerar 15 % de toda a eletricidade que eles vendem até 1994, passando esta quantidade para 25 % até 1998;

.Obrigação por parte das companhias públicas com relação ao uso de combustíveis, de modo que pelo menos 15 % de suas vendas devem ser produzidas a partir de fontes renováveis;

Até 1991, o programa de privatização ainda não encorajava muito a implementação de sistemas de cogeração, sendo que, nesta ocasião, cerca de 3 % da demanda total de eletricidade era suprida por autoprodutores, devido principalmente aos aspectos de financiamento e gerenciamento de projetos, que eram mais vantajosos para as grandes companhias. Mas, sem dúvida, esse decreto despertou interesses na indústria, no comércio e nos setores públicos, promovendo a produção de energia mais barata e de maneira sustentável com relação aos aspectos ambientais. Em 1991, existia na Inglaterra mais de 500 unidades de cogeração instaladas no setor terciário (com capacidade entre 20 kW e 1 MW) sem a previsão de excedentes.

Ainda nesse ano, um empresa denominada Enron Corporation, fez um estudo com sucesso sobre uma planta de 1725 MW, queimando gás natural, prevista para ser instalada na cidade de Teesside, que será a maior planta de cogeração do mundo, representando 3 % do consumo de eletricidade do Reino Unido e consumindo cerca de 6 % do mercado total de gás. A previsão para o início da construção desse projeto foi em 1993 [75].

A cogeração no setor terciário na Inglaterra vem-se viabilizando, apesar de ainda não existir experiência de interligação com aquisição de excedentes.

4.2.4 - Histórico da cogeração na Espanha

A geração de energia elétrica na Espanha é, como nos demais casos anteriores, predominantemente termelétrica, baseada no carvão mineral, petróleo e em usinas nucleares. Cerca de 98 % da capacidade instalada são controladas pela UNESA [69], sociedade que se constitui das 21 maiores empresas do setor elétrico espanhol.

Os primeiros esforços significativos no sentido de promover a cogeração de energia elétrica se iniciaram após os choques do petróleo, concretizando-se apenas na década de 80.

Entre 1980 e 1985, dez decretos ou leis foram promulgados visando incentivar e regulamentar a autogeração de energia elétrica, inclusive a cogeração. A lei sobre conservação de energia de 1981 definiu benefícios de natureza fiscal, financeira e subvenções para pessoas ou entidades que iniciassem ou ampliassem sistemas de auto-produção, obrigando as concessionárias a adquirirem os excedentes de auto-geradores autorizados, segundo critérios de eficiência mínima e fixando as condições técnicas adequadas de entrega de energia à rede.

Mesmo assim, a cogeração não havia se viabilizado até 1986, não passando de 2 % do consumo total do país, sendo limitada a 8 indústrias e uma única instalação no setor terciário, com capacidade instalada de 750 MW (50 % desse montante concentrado em indústrias de alimentos e de papel e celulose) [73].

Porém, a partir de 1987, com uma nova seleção de preços entre os energéticos e uma maior penetração do gás natural na matriz energética espanhola, tornou-se viável empregar as unidades compactas, obtendo-se períodos de retorno de investimentos inferiores a 3 anos [69].

Visando acelerar o programa de implementação da cogeração na Espanha, o IDAE - Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, órgão vinculado ao Ministério de Indústria e Energia, passou a prestar assistência técnica e financeira para a compra e instalação dos equipamentos necessários, valendo-se de esquemas de financiamentos por terceiros e recebendo reembolso de capital investido através das economias de energia obtidas. Ao final do período de recuperação de capital, o empreendedor se tornava proprietário do equipamento, adquirindo-o pelo valor residual.

Ainda em 1987, o IDAE realizou um estudo para avaliar o potencial de cogeração na indústria, identificando 288 empreendimentos possíveis com uma capacidade potencial total de 1700 MW. Excluídas as instalações que apresentavam restrições de ordem técnica, financeira e estratégica, foram selecionadas 102 plantas, perfazendo uma capacidade de 585 MW.

Com uma política agressiva de viabilização desse potencial, em um período de 2 anos foram colocadas em operação 24 novas instalações concentradas em indústrias dos setores químicos e de papel e celulose, totalizando uma capacidade de 83 MW, aumentando em cerca de 20 % o montante de energia cogerada na Espanha [73].

Atualmente, as autoridades espanholas tem promovido a introdução da cogeração no segmento terciário, através de programas de difusão bem orientados.

4.2.5 - A experiência da França

Com um parque gerador predominantemente térmico, após as crises do petróleo, a França se viu pressionada a alterar seu perfil de geração, adotando como estratégia o desenvolvimento de inúmeras plantas nucleares. Em 1973, a geração nuclear naquele país respondia por cerca de 8 % do total gerado (3 GW de potência instalada), passando este percentual para 70 % (50 GW de potência instalada) em 1987 [73].

Na França, a EDF - Electricité de France, estatal detentora de um quase monopólio, desenvolveu uma política agressiva de introdução de eletricidade no mercado. Buscando aumentar as suas vendas e melhorar o fator de carga do sistema estimulou a substituição de energéticos pela energia elétrica e praticou uma política tarifária que inviabilizou investimentos em cogeração [69].

Por outro lado, a GDF - Gas de France, na luta por sua fatia no mercado, tem incentivado investimentos em cogeração com o emprego de turbinas a gás e motores de combustão interna, oferecendo apoio técnico e financeiro, com cobertura parcial ou total dos investimentos necessários.

No entanto, face a esse quadro, os poucos projetos que têm se concretizado são, em geral, de pequeno porte, de uso pouco intensivo em função das tarifas praticadas pelas empresas energéticas. Com esses aspectos, a cogeração industrial na França atravessa um duradouro período de declínio, restringindo-se, claramente, aos setores onde haja combustíveis residuais de processo ou naquelas indústrias onde não possa haver qualquer interrupção no fornecimento de eletricidade [73].

O mesmo quadro não se aplica à cogeração quando analisada sobre o prisma de redes de calor, onde tem sido muito bem aceita com a combinação de incineração de lixo urbano. Nesse caso, a atratividade dos empreendimentos está mais associada à destinação do lixo, do que ao atendimento de necessidades de energia elétrica e calor.

Por outro lado, acredita-se existir um futuro para a cogeração no setor terciário. Um estudo realizado pela AFME - Agence Française pour la Maitrise de l'Énergie [77], conclui que em certos estabelecimentos (grandes hospitais, prédios de escritórios, supermercados e centros comerciais), seja viável a prática da cogeração. Este mercado tem sido hoje encarado não apenas como "potencial", mas vem se viabilizando, de modo que se espera um incremento razoável da capacidade para os próximos anos.

4.3 - A Legislação nos E.U.A.

Antes da ampla difusão de concessionárias para produzir e distribuir energia elétrica para usuários (1937), os E.U.A. já utilizavam a cogeração para a geração de potência na indústria. Em 1900, cerca de 50 % de toda a energia elétrica gerada nos E.U.A. foi cogerada. Este percentual passou para 5 % em 1978, quando, então, o congresso começou a produzir leis que facilitariam a expansão desse modo de geração de energia [76].

Para se ter uma idéia das principais legislações relatando aspectos econômicos de energia e meio ambiente e afetando a geração de potência nesse país, a tabela 24 mostra a evolução histórica dessas leis [78].

Tabela 24 - Principais legislações afetando a geração de potência nos E.U.A. [78]

*** Legislação Sobre Energia**

1920	- Federal Power Act (EPA)
1935	- Public Utility Holding company Act (PUHCA)
1978	- National Energy Act, consistindo de: . Power Plant and Industrial Fuel Use Act (FUA) . Public Utility Regulatory Policies Act (PURPA) . Natural Gas Policy Act (NGPA) . National Energy Tax Act (NETA) . National Energy Conservation Policy Act (NECPA)
1980	- Energy Security Act (ESA)
1980	- Crude Oil Windfall Profit Tax Act (COWPTA)
1981	- Budget Reconciliation Act
1981	- Economic Recovery Tax Act (ERTA)
1982	- Tax Equity and Fiscal Responsibility Act (TEFRA)
1984	- Deficit Reduction Act (DEFRA)
1986	- Tax Reform Act of 1986
1987	- Fuel Use Act Amendments

*** Legislação Sobre Ambiente**

1969	- National Environmental Policy Act (NEPA)
1970	- Clean Air Act (CAA)
1974	- Safe Drinking Water Act (SDWA)
1976	- Toxic Substance Control Act (TSCA)
1976	- Resource Conservation and Recovery Act (RCRA)
1977	- Clean Air Act Amendments (CAA)
1977	- Clean Water Act Amendments (CWA)
1980	- Comprehensive Environmental Response, Compensation, and Liability Act (CERCLA)
1986	- Superfund Amendments and Reauthorization Act (SARA)
1986	- Safe Drinking Water Act Amendments (SDWAA)
1987	- Clean Water Act Amendments (CWAA)
1990	- Clean Air Act Amendments (CAAA)

Após a segunda crise de petróleo, com o embargo do produto, o Congresso Americano tenta encontrar um caminho para controlar o suprimento de energia. Paralelamente, a nação se conscientiza sobre a manutenção da qualidade do ambiente. Nessa ocasião, foi desenvolvido um plano para a independência de energia, que ficou conhecido como o estatuto NEA (National Energy Act), que desencadeou 5 leis separadas.

Um espantoso desenvolvimento de setores privados promovendo a geração de potência ocorreu devido ao PURPA (Public Utility Regulatory Policies Act), lei pela qual o Congresso Americano estabeleceu uma comissão de regulamentação (relativa à cogeração), conhecida como FERC (Federal Energy Regulatory Commission). Esta comissão regulamentou a promoção da cogeração e de pequenos produtores de potência. Assim, foi definido os produtores de potência independentes como sendo:

- NUGs - Geradores não-concessionários e isentos
- QF - Instalações qualificadas
- Concessionária subsidiária
- Produtores independentes produzindo para o próprio consumo

Todos sem mercado aberto de potência e vendendo no atacado, unicamente para a concessionária.

Posteriormente, esforços na tentativa de promover a competição no mercado de suprimento de energia elétrica resultaram no desenvolvimento dos chamados produtores independentes, que não sofrem as consequências do PURPA. Esses, apareceram em função da implementação da estratégia nacional de energia, resultado da modificação da lei PUHCA (Public Utility Holding Company Act), no fim de 1992.

Hoje, os E.U.A. são um país bastante adiantado com relação aos aspectos referentes à cogeração, tanto ao nível tecnológico como ao nível de legislações, inclusive referente aos aspectos ambientais.

4.3.1 - Legislações relativas a questão da cogeração

Com o NEA de 1978, os E.U.A. conseguiram reduzir em 50 % a importação de petróleo. Foi incrementado o uso do carvão e reduzido o uso do gás natural. Essas modificações ocorreram devido às seguintes questões:

- a) Proibição do uso do óleo e do gás natural na geração de potência;
- b) Incentivos para a redução da demanda de óleo e gás pela conservação de energia, incrementando eficiências e o uso de fontes renováveis de combustível. Tais incentivos incluíam a redução de impostos e a isenção de algumas regulamentações;
- c) Controle ou não de preços para promover a produção independente de petróleo e gás e a utilização de tecnologias mais eficientes, tais como a cogeração.

4.3.1.1 - PURPA

Das cinco leis originadas do NEA, o PURPA causou o maior impacto na geração de eletricidade. O objetivo do PURPA foi encorajar a conservação de energia, incluindo a produção de potência elétrica e vapor em sistemas de cogeração, e promover o uso eficiente dos recursos energéticos pelas concessionárias elétricas.

O critério de qualificação de uma instalação de cogeração, segundo o PURPA, é mostrado na tabela 25 [78].

Tabela 25 - Critérios do "PURPA" para a qualificação [78]

***Padrão de Operação**

- Ciclos "topping", com saída de calor de no mínimo 5 % sobre o total de energia útil na saída.

***Padrão de Eficiência**

- Para ciclos "topping", com eficiência "PURPA", definida como o quociente entre a soma da potência elétrica mais a metade do calor útil e a energia total suprida no combustível (óleo ou gás).

. Se o calor útil for menor que 15 % da energia total na saída, a eficiência "PURPA" deve ser no mínimo 45 %;

. Se o calor útil for 15 % ou maior, a eficiência "PURPA" deve ser no mínimo 42,5 %.

- Para ciclos "bottoming", a potência elétrica na saída deve ser no mínimo 45 % da energia suprida pelo combustível suplementar.

***Critério de Direito a Propriedade**

- As concessionárias elétricas podem no máximo serem proprietárias de 50 % da instalação de cogeração.

O PURPA estabeleceu que:

. As concessionárias deveriam comprar eletricidade de instalações qualificadas (QFs - qualifying facilities), garantindo o mercado de potência;

. As concessionárias venderiam potência para as instalações qualificadas, sem diferenciação de taxas;

. Direcionou o FERC para isentar as instalações qualificadas das regulamentações estaduais e federais (PUHCA) que regem as concessionárias.

A força da FERC vem da "Federal Power Act" e do "PURPA". A FERC regula os aspectos financeiros se responsabiliza pelas e opera as negociações de venda de potência no atacado, tendo autoridade sobre a transmissão, estabelecendo e administrando as regulamentações das instalações qualificadas (QF) garantidos pelo PURPA.

4.3.1.2 - A modificação do PUHCA

O decreto lei de política energética de 1992 criou uma nova classe de produtores de eletricidade chamada de geradores atacadistas isentos (EWG - exempt wholesale generators), os quais podem unicamente vender eletricidade no atacado de instalações qualificadas seguras. A lei também se estende para novos fornecedores de gás e para a conexão de transmissão de eletricidade para sustentar o desenvolvimento de projetos de potência independente, desobstruindo mais o envolvimento da concessionária nesses projetos, e também removendo entraves burocráticos do antigo "PUHCA" no desenvolvimento de projetos internacionais.

Estima-se que um potencial de 7.000 MW referentes às plantas QF serão convertidas para plantas EWG, ainda nesta década [79]. A FERC vem aprovando e evoluindo as taxas dos EWG que trabalham por licitação. Por outro lado, os produtores do tipo QF ainda possuem algumas vantagens [79]:

.A simplicidade de regulamentação continua;

.Continuam desenvolvendo projetos.

Os produtores do tipo QF permanecem nessa categoria desde que obtenham aprovação regional para a isenção da "PUHCA". Essa categoria de produtores tem o "PURPA", que os isentam em termos de organização e finanças das regulamentações por parte das concessionárias estaduais, o que não têm ocorrido com os produtores do tipo EWG, que podem obter ou não esta isenção, dependendo do estado.

Os QFs podem vender eletricidade a varejo, enquanto os EWGs são proibidos. Ou seja os QFs possuem um mercado seguro de eletricidade, já que as concessionárias são obrigadas a comprar sua energia, e os EWGs só vendem eletricidade para a concessionária quando esta necessitar. Devido a esse fato, os EWGs podem também vender calor.

Hoje, nos E.U.A., plantas de cogeração sem excedente não sofrem ação da legislação. A venda de eletricidade excedente para uma empresa não concessionária é considerada uma venda a varejo e está sujeita à legislação local estadual. No caso de cogeração, vendendo eletricidade só para o seu parque industrial (caso de indústrias associadas), não existe interferência da legislação, na maioria dos estados americanos.

Indústrias vendendo vapor, água quente e qualquer outro tipo de energia térmica recebe a denominação de concessionária de vapor. No caso de terceiros vendendo projetos de cogeração para indústrias, estes estão sujeitos a uma legislação do Estado, geralmente pesada por parte das concessionárias.

4.3.2 - O preço do "wheeling"

Nos E.U.A., as concessionárias de serviço elétrico têm a particularidade de ser, de uma forma geral, a única opção de compra da eletricidade excedente de cogeradores, já que utilizam a alternativa de "wheeling". "Wheeling" é o termo utilizado para a possibilidade de inserção de energia elétrica na rede de um sistema, utilizando-a apenas como meio de transporte dessa energia entre o cogrador e um determinado consumidor. Dentro dessa alternativa, a energia não fica à disposição do sistema, e as partes envolvidas, produtor e consumidor de energia, pagam uma taxa pelo uso da rede. Tipicamente os valores de um contrato padrão desta alternativa situa-se entre 20 a 40 US\$ por kW-ano. A título de exemplo, uma transação de 200 MW no ano, implicaria num custo anual entre 4 e 8 milhões de dólares [80].

4.4 - A Legislação no Brasil

No Brasil, o problema maior que tem existido na transação de excedentes é a questão institucional e tarifária. O contexto legal necessário para a implementação de unidades cogedoras é, hoje, referente à regulamentação da autoprodução a partir da energia térmica. Por isso, a legislação vigente para a compra e venda de excedente de energia elétrica menciona os cogedores como um caso particular de autoprodutores.

A prática da autogeração requer que se estabeleçam contratos entre as concessionárias distribuidoras e as unidades autogeradoras. Por meio desses contratos são estabelecidas as condições de produção e venda de eletricidade excedente, tanto em relação aos aspectos técnicos (tensão, frequência, sazonalidade, etc.), quanto ao preço a ser pago pelas concessionárias aos autoprodutores.

Para avaliar os aspectos institucionais relacionados a essa nova alternativa (a cogeração), a Secretaria de Energia do Governo do Estado de São Paulo organizou um grupo de estudos que vem analisando a cogeração no setor terciário. Tal grupo deve fazer propostas de regulamentação de compra de energia elétrica excedente de auto-produtores de pequeno porte, já que existe um potencial significativo no setor terciário, principalmente a partir do instante em que houver oferta do gás natural.

4.4.1 - Os obstáculos à cogeração

O incentivo à autoprodução e à cogeração representa uma reorientação da estratégia do setor energético para promover a participação do setor privado na geração de eletricidade através de pequenos e médios produtores. Assim, os obstáculos institucionais à cogeração e à venda de excedentes de eletricidade, inerentes ao modelo de abastecimento energético, hoje em vigor, refletem a diferença entre o sistema atual, altamente centralizado, monopolizado e um sistema distribuído, com participação inclusive do capital privado nos investimentos do setor, e em cuja direção imagina-se estar caminhando o sistema brasileiro. Com o novo modelo, espera-se uma importância na contribuição da cogeração no suprimento de energia elétrica no país, com ganhos substanciais de eficiência em termos de energia primária e impactos ambientais.

Porém, à medida que as novas formas de introdução do setor privado na produção de energia elétrica ainda não foram devidamente regulamentadas, vários obstáculos legais têm dificultado sua expansão. Faz-se necessário para complementar as análises técnicas e econômicas da cogeração, um exame cuidadoso do seu contorno institucional, buscando orientar novas soluções normativas que permitam viabilizar a sua implementação efetiva pelo sistema produtivo, quando isso for economicamente recomendável.

O problema maior que tem existido refere-se a negociação do preço de venda da energia elétrica excedente dos produtores privados, possivelmente produzida a custos inferiores ao custo marginal de expansão do sistema a longo prazo, mas quase certamente superiores aos preços hoje praticados entre as geradoras regionais e as concessionárias de distribuição [81]. Essa energia excedente autogerada, embora de interesse econômico para o sistema como um todo, pode não se mostrar economicamente interessante para a concessionária, a não ser que se estabeleça algum mecanismo de compensação entre as empresas.

Além dessas dificuldades contratuais, existe um outro problema institucional complicado, onde, a prática da cogeração é inibida pelas baixas tarifas de energia elétrica e em particular pelas baixas tarifas de suprimento. As tarifas públicas, entre elas a da eletricidade, têm sido usadas como instrumento de política econômica, como parte dos vários planos de estabilização monetária das últimas duas décadas. Assim, as tarifas refletem custos sociais de conjuntura e não a necessidade estrutural de um sistema elétrico viável e auto-sustentado.

O que se observa hoje no setor elétrico são tarifas defasadas, que não refletem o custo real do fornecimento. Soma-se a isso o efeito da inflação, que corrói as tarifas congeladas. Se o quadro persistir, não haverá investimento rentável para o capital privado na autogeração de eletricidade, exceto nos casos onde haja uma preocupação com a garantia futura de suprimento.

4.4.2 - A legislação vigente

A principal legislação relativa à aquisição de energia elétrica gerada por autoprodutores baseia-se no Decreto-Lei Número 1.827, de 21 de maio de 1981, o qual autoriza as empresas concessionárias de serviços públicos de eletricidade a adquirir a energia elétrica excedente gerada por autoprodutores, e atribui ao DNAEE - Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica, a competência para detalhar as condições de aplicação do referido Decreto-Lei.

Os instrumentos legais que atualmente regem a compra e venda de excedente de eletricidade dos autoprodutores são baseados em um estudo realizado pelo Grupo de Trabalho instituído pela Portaria 661/87 (GTMME 661/87) do Ministério das Minas e Energia [82]. Nesse estudo foi averiguado a possibilidade de uma maior atuação do setor privado na oferta de excedente de eletricidade.

Foi então autorizado, pelo DNAEE - Portaria número 246, de 23/12/88, Artigo 1, às concessionárias, adquirir energia elétrica excedente de autoprodutores ou de cogeneradores que quiserem estabelecer contratos de venda que satisfaçam a condição seguinte: não utilizem derivados de petróleo, exceto para os casos de cogeração.

As concessionárias possuem contratos de médio e longo prazo com as usinas supridoras regionais e de curto e médio prazo com os produtores privados (autoprodutores). Assim, ao comprar uma quantidade cada vez mais crescente de eletricidade autogerada, as concessionárias reduziram sua demanda junto às usinas supridoras regionais. Para uma situação de capacidade ociosa no sistema elétrico, deve-se executar uma revisão dos contratos de longo prazo, capaz de prejudicar a viabilidade financeira dos investimentos feitos nas grandes centrais hidrelétricas.

A concessionária deve comprar excedentes e suprir o auto-produtor quando sua produção for indisponível. Para que um projeto de cogeração seja economicamente viável do ponto de vista nacional, deve-se estabelecer mecanismos compensatórios e uma legislação mais adequada.

Na prática as vantagens da cogeração estarão em grande parte, condicionadas pela necessidade de garantia de suprimento, isto é, pela reserva de demanda que a concessionária é obrigada a manter para atender os cogeneradores que venham sofrer interrupção da geração própria. O valor da tarifa para reserva de demanda é um dos principais determinantes da viabilidade econômica dos projetos de cogeração. É fundamental, no entanto, para o autoprodutor, que a concessionária tenha capacidade de reserva suficiente para garantir suprimento de eletricidade quando, por qualquer motivo, houver perda de geração própria. A manutenção dessa capacidade de reserva deve ser contratada pelo autoprodutor junto à concessionária, e é faturada segundo condições especificadas em contrato entre o autoprodutor e a concessionária.

As tarifas de eletricidade praticadas nas últimas duas décadas tem sido baixas, ficando em alguns casos, abaixo do custo marginal de geração, constituindo-se em um poderoso desincentivo à autogeração. São particularmente importantes as Portarias DNAEE Números 234 e 246 de dezembro de 1988, e as de Números 094 e 095 de 13 de junho de 1989, que regulamentam a aquisição de energia elétrica de auto-produtores e estabelecem condições de preço segundo o tipo de fornecimento e o período de vigência do contrato. Assim, por essas portarias foram estabelecidos os critérios e bases para os contratos de aquisição de energia elétrica excedente; tarifas limitadas ao custo marginal regional de expansão da geração atingindo-se em situações específicas, os custos marginais de expansão a longo prazo do sistema elétrico. Tais portarias consideram, também, a possibilidade de transportar e permutar energia elétrica de auto-produtores ou de cogeneradores para o atendimento de suas instalações industriais em local diferente do de geração [69].

É importante salientar que a legislação ambiental pode vir a ser, no futuro, um fator preponderante reformando a prática de autogeração. Isto acontecerá à medida que for mais barato usar um combustível não poluente (gás natural).

4.4.3 - As portarias específicas para a autoprodução de energia elétrica

Os estudos e projetos para a implantação ou ampliação da geração própria em estabelecimentos industriais ou comerciais devem ser submetidos previamente à aprovação do DNAEE - Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica, cujas normas foram aprovadas pela portaria no.187 de 21/10/88, que estabelece os procedimentos que dependem do tipo de geração e da capacidade a ser instalada. Os aspectos de autoprodução de energia elétrica foram dividido em três modalidades [69]:

- autogeração de energia elétrica até o limite de auto-suficiência;
- vendas de excedentes de cogeração de longo prazo;
- vendas de excedentes de geração de curto prazo.

4.4.3.1 - Auto-geração de energia elétrica até o limite de auto-suficiência (Portaria no.288/DNAEE, de 31/12/85)

Unidades consumidoras que gerem parte ou a totalidade de seus requerimentos de eletricidade se enquadram nessa modalidade de auto-produtores. Segundo a portaria no.288 do DNAEE, de 31/12/85, fica garantido o fornecimento emergencial a ser feito pela concessionária, de modo a garantir o fornecimento de energia elétrica em situações de pane no sistema de geração própria do autoprodutor. Isso se aplica também para as outras duas modalidades de autoprodutores.

As condições de enquadramento para esta modalidade de autoprodutores são:

- ser consumidor convencional (sem isenção da tarifa de demanda);
- formalizar contratos com a concessionária.

Segundo o DNAEE, são denominadas "Tarifas de Emergência" a tarifa de consumo em R\$/MWh e a tarifa de demanda em R\$/kW. A primeira será cobrada somente quando ocorrer consumo e a segunda será cobrada independentemente de sua utilização.

A contratação da demanda suplementar de reserva não é compulsória e depende do interesse do autoprodutor e da disponibilidade do sistema elétrico da concessionária.

4.3.2 - Venda de excedente de cogeração de longo prazo (Portarias 246/DNAEE, de 23/12/88 e 094/DNAEE, de 13/06/89)

Um autoprodutor que gere energia elétrica além de suas necessidades, podendo vender excedente, se enquadra nessa modalidade, seguindo as condições:

- não utilize derivados de petróleo para a produção de energia, exceto no caso de cogeração;
- assegure através de contrato, as quantidades de energia estabelecendo horários e definindo períodos com qualidade e confiabilidade compatível com o sistema da concessionária;
- formalize contrato com validade para 10 anos.

Dependendo ainda da continuidade e da confiabilidade do fornecimento de excedente por parte do autoprodutor, este pode ser classificado em:

- autoprodutor firme (geração constante ao longo do ano);
- autoprodutor sazonal (geração variável ao longo do ano).

A regulamentação dos procedimentos que possibilitam a negociação da venda de excedentes de eletricidade a longo prazo entre o autoprodutor e a concessionária do sistema elétrico interligado, segue a portaria no. 246/DNAEE, de 23/12/88.

O preço a ser pago pelo excedente é estabelecido por negociação entre as partes envolvidas, podendo ser corrigido segundo critérios definidos em contrato, sendo limitado ao custo marginal de longo prazo da geração do sistema interligado, e ainda obedecendo às seguintes estruturas:

- preço aplicável à demanda faturável no horário de ponta;
- preço aplicável à energia faturável, quando se tratar de suprimento firme;
- em se tratando de suprimento sazonal, dois preços são aplicados sobre a energia faturável, referindo-se aos períodos seco e úmido.
- o faturamento do suprimento de energia elétrica excedente será realizado mensalmente.

Como disposições gerais desta modalidade de auto-produtor têm-se:

- a energia assegurada e não suprida em determinado mês, poderá ser compensada nos meses seguintes;
- o suprimento de demanda de potência será faturado com base no valor da demanda média mensal;
- os investimentos e gastos decorrentes de reformas e melhorias das instalações do autoprodutor, serão custeados e executados pelo mesmo.
- em caso de racionamento de energia, os autoprodutores poderão repassar o adicional da concessionária a outra unidade de sua propriedade.

4.3.3 - Venda de excedente de geração de curto prazo (Portaria no. 095/DNAEE, de 12/06/89)

A portaria no. 095/DNAEE, de 12/06/89, regulamenta também, a aquisição de energia elétrica excedente proveniente de auto-produtores por concessionárias do sistema interligado, considerando contratos de curto prazo, diferenciando do caso anterior nos aspectos:

- o prazo de vigência do contrato é negociável em função das disponibilidades e de preços, ajustáveis a cada caso;
- só será pago ao autoprodutor a componente de energia, cujo preço é limitado ao custo marginal de curto prazo;

-a energia a ser faturada será a efetivamente registrada, sendo limitada ao montante contratado para o mês;

-o montante de energia contratado e não suprido não poderá ser compensado nos meses seguintes.

4.5 - Comentários

De um modo geral, das experiências internacionais aqui apresentadas, a cogeração é uma tecnologia que vive desde os anos 80 um período de redenção, viabilizando-se como alternativa complementar da geração de energia elétrica.

Entre as razões pelo fato da cogeração assumir papel importante nos países onde vêm sendo empregada com sucesso, estão:

- .a promoção do aumento da eficiência energética;
- .a valorização da questão ambiental;
- .a reestruturação institucional do setor elétrico;
- .e a possibilidade de redução global de custos e da dependência externa de energéticos (consequência das duas crises de petróleo).

As experiências de outros países relativamente à política de preços para a compra de energia de autoprodutores indicam que isto precisa ser definido num foro mais amplo, para que o Estado possa assumir a responsabilidade de promover essa iniciativa e mediar os conflitos que surgem em função das divergências entre o setor privado e o estatal. As experiências internacionais atestam que as empresas de eletricidade tendem, em um primeiro instante, a inibir a cogeração como alternativa de expansão do sistema, tendo em vista dificuldades no gerenciamento, perdas de receita ou perdas de poder da própria empresa.

Assim, tem sido comprovada a necessidade de atuação firme do Estado, através de seus organismos reguladores ou de fomento, no sentido de vencer os receios iniciais de um potencial cogrador, e quebrar a resistência por parte das concessionárias de serviço elétrico.

Em muitos países, a barreira quanto ao receio da sofisticação dos equipamentos e de operação das plantas foi vencida quando as próprias concessionárias ou outros órgãos interessados no fomento da cogeração assumiram a responsabilidade de treinamentos de funcionários nesta operação.

Nos últimos anos, a importância da cogeração dentro do quadro de opções de geração de energia elétrica sofreu muitas alterações em vários países do mundo. Algumas experiências foram tão bem sucedidas a ponto de já terem sido revistas as disposições de estímulo e definidas novas condições à implantação da cogeração no sistema de suprimento. Por outro lado, em outros países (como por exemplo a França e a Inglaterra) o esforço à difusão desta tecnologia é ainda muito recente.

No caso do Brasil, com um parque gerador predominantemente hidráulico, o estabelecimento de paralelos entre políticas institucionais devem ser realizados com base em outros parâmetros, que levem em conta, por exemplo, a sua capacidade de investimento na expansão da oferta de eletricidade, os custos envolvidos na importação de combustíveis, as disponibilidades internas de combustíveis, e outros, em geral, distintos daqueles que se fizeram decisivos no caso dos países aqui discutidos (geralmente com parque gerador térmico).

É necessário muito cuidado ao se estabelecer uma comparação entre a experiência brasileira e a norte-americana, uma vez que os mecanismos de operação de seus setores elétricos são bastantes distintos. No Brasil, o setor é formado por empresas estatais reguladas pelo Governo Federal. Já o setor elétrico americano é composto por uma mescla de empresas privadas e estatais, que além do controle federal, são submetidas a fortes influências de órgãos estaduais, de acordo com estratégias integradas ao nível local. Por exemplo, enquanto no Brasil as tarifas são equalizadas ao nível nacional, nos E.U.A. são diferenciadas por região, de acordo com os custos individuais de cada empresa e com as estratégias da região.

Uma das principais consequências das transformações recentes no quadro institucional da cogeração nos E.U.A. é que algumas concessionárias encontraram maneiras de tirar proveito da nova legislação, visando o crescimento da capacidade instalada, recorrendo à licitações, de forma a promover a expansão do suprimento ao menor nível de investimento próprio possível.

Nos países aqui discutidos, além das associações de concessionárias com empresas de cogeração, o setor elétrico também se uniu a fabricantes de equipamentos e a companhias de exploração e distribuição de petróleo e gás natural.

Pode-se deduzir das experiências internacionais que os resultados mais significativos foram aqueles apoiados por uma política tarifária que sinalizava ao consumidor de energia a atratividade de investir em sistemas de cogeração, propiciando o retorno de capital em períodos razoáveis.

Como conclusão, os pontos principais que devem ser destacados desse capítulo são a necessidade de que haja disponibilidade de tecnologia e energéticos, a prática de uma política tarifária adequada e, principalmente, que haja vontade política para que a cogeração seja viabilizada.

CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES

O baixo nível de requerimento térmico do setor terciário, comparativamente ao setor industrial, faz com que as tecnologias utilizando motores de combustão interna e turbinas a gás se ajustem mais adequadamente às necessidades energéticas do setor terciário. É possível o uso de tecnologias de pequenas turbinas a vapor para instalações de cogeração no setor terciário (em locais afastados de centros urbanos), desde que exista disponibilidade de combustíveis a preços competitivos.

A viabilidade prática da cogeração para o setor terciário está condicionada à escala de operação e aos preços relativos do combustível e da eletricidade, envolvendo, inclusive, os aspectos institucionais.

As tecnologias analisadas neste trabalho, constituindo-se de motores de combustão interna (potências menores do que 100 kW) e de turbinas a gás (faixa de potência entre 200 kW e 2.000 kW), são aplicáveis a certos segmentos dos setores comercial e de serviços, podendo-se constituir de excelentes oportunidades para inúmeras situações no Brasil.

Para o estudo de caso de planta de cogeração utilizando motores de combustão interna (caso do L.C.A., considerando 2700 h/ano de operação), observou-se uma maior viabilidade econômica para uma unidade de 45 kWe operando com gás natural, capacidade que assegura a auto-suficiência em eletricidade do recinto. No caso de uma unidade operando com excedente de eletricidade (75 kWe, gás natural), verificou-se existir viabilidade para um valor mínimo de 0,044 US\$/kWh atribuído ao preço de venda de excedente (considerando um período de amortização de 5 anos e uma tarifa de 0,120 US\$/kWh para a compra de eletricidade da concessionária). Se a tarifa de eletricidade for de 0,090 US\$/kWh, não existe mais tal viabilidade.

No estudo de caso envolvendo planta de cogeração com turbinas a gás (caso do Hospital de Clínicas, considerando 7000 h/ano de operação, gás natural), a maior viabilidade econômica foi garantida para o caso 4 (produção de água gelada em sistema de refrigeração por absorção), se o preço de venda de excedente de eletricidade for de 0,050 US\$/kWh,

considerando um período de amortização de 5 anos. Para períodos de amortização de 5, 4 e 3 anos, verificou-se existir viabilidade para o caso 4, para valores mínimos de venda de excedente de eletricidade iguais, respectivamente, a 0,034, 0,050 e 0,073 US\$/kWh. Considerando, ainda, um período de amortização de 5 anos, observou-se que, a melhor vantagem econômica é garantida para o caso 4, para um valor mínimo de venda de excedente, em torno de 0,044 US\$/kWh. Quando valores menores do que este são atribuídos para o preço de venda de excedente, o caso 3 (produzindo vapor para as lavanderias, sem produção de excedente), torna-se o de maior viabilidade econômica.

Destes resultados, e com base no valor praticado hoje, para a aquisição de energia elétrica excedente (0,037 US\$/kWh), pode-se concluir que a implantação de sistemas de cogeração produzindo energia elétrica em excesso não representa grandes economias com os gastos de energia para o setor terciário.

Tanto no caso estudado no capítulo 2 (motor + gerador + sistema de refrigeração por absorção/ LCA), como no caso do capítulo 3 (sistema turbina a gás + sistema de refrigeração por absorção/ hospital), quando os sistemas de cogeração operando com gás natural, produzem eletricidade em excesso (motor 75 kWe e sistema turbina a gás 1721 kWe), o preço do excedente pode ser considerado igual a tarifa de eletricidade praticada pela concessionária local, já que estas sub-unidades universitárias (LCA e Hospital de Clínicas) podem fornecer energia excedente para a própria UNICAMP (outros prédios), tornando viáveis economicamente, os sistemas de cogeração estudados com geração de excedente.

A decisão de implantação destas modalidades de cogeração deverá sempre ser calçada em análises técnico-econômicas baseadas em metodologias que consideram os múltiplos parâmetros relevantes em uma combinação criteriosa, como a apresentada no escopo deste trabalho.

De qualquer forma é preciso considerar que, em vários países, a cogeração no setor terciário tem sido uma alternativa sensível do ponto de vista econômico e de oferta de energia, exigindo-se, por consequência, métodos especiais de dimensionamento, seleção de equipamentos e, principalmente, a definição de arranjos contratuais associados ao suprimento de combustível e eletricidade.

É preciso conscientizar a todos que existem possibilidades de produção de energia com sistemas de alta eficiência, de modo a economizar energia primária e reduzir a emissão de poluentes, buscando um desenvolvimento nacional sustentável.

A viabilidade da cogeração no setor terciário e a expansão da oferta de energia cogerada no setor industrial brasileiro depende da eleição de um foro formado por universidades, representantes do setor terciário e industrial, setor elétrico (ELETROBRÁS) e de combustíveis (PETROBRÁS) e Governos (Federal, Estadual, Municipal), de modo a possibilitar uma maior divulgação da cogeração, com apoio fiscal, financeiro e técnico (treinamento de pessoal para operação e manutenção) ao empresário cogrador.

Finalmente, a cogeração no setor terciário, empregando as tecnologias apresentadas neste trabalho, é uma alternativa de efetivo interesse, e potencial de racionalização da oferta e do uso da energia. No Brasil, este setor vem apresentando crescimento dinâmico e deve incorporar estrategicamente, de modo a reduzir gastos com energia, esquemas de cogeração interligada. É preciso que as tarifas de eletricidade no Brasil sejam diferenciadas por região, o que pode promover, de modo mais eficiente a penetração da cogeração.

Nesse sentido, este trabalho busca desenvolver abordagem energética, estabelecendo parâmetros de desempenho em níveis factíveis, buscando valores de custos de energia cogerada.

Como sugestões de trabalhos futuros, têm-se:

- Estudos de potencial de cogeração no setor terciário aos níveis municipal, estadual e nacional;
- desagregação das equações de custos, incorporando inclusive outras variáveis, tais como custos de impactos ambientais;
- aplicação dos estudos de cogeração para o setor terciário, inferindo expectativas de energia excedente para o sistema interligado, considerando um campo maior de sistemas e de configuração de parâmetros;
- comparação de sistemas em análise funcional termoeconômica, aplicando inclusive postulados da segunda lei da termodinâmica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1) Petrecca, G., "Industrial Energy Management: Principles and Applications", Kluwer Academic Publishers, p.431, Dordrecht, 1993
- 2) Bajay, S. V. e Walter, A. C. S., "Geração Descentralizada de Energia Elétrica", Anais do I Simpósio Brasileiro Sobre Cogeração de Energia na Indústria, pp.19-42, Campinas, 1989.
- 3) Najjar, Y. S. H. and Zaamout, M. S.; "Comparative Performance of Closed Cycle Gas Turbine Engine With Heat Recovery Using Different Gases", Heat Recovery Systems and CHP, vol.12, No.6, pp.489-495, Pergamon Press Ltd, London, 1992.
- 4) Packer, J. and Woodworth, M., "Advanced Package CHP Unit for Small-Scale Operation", Power Engineering Journal, pp.135-142, London, may 1991.
- 5) Anônimo, "Refrigeracion de Autobuses Urbanos e Interurbanos Utilizando como Fonte de Energia el Calor Residual del Motor", Programa de Investigacion Medioambiental de la Comunidad Autonoma de Madrid, Consejo Superior de Investigaciones Cientificas(CSIC), p.3, Madrid, 1992.
- 6) Green, P.; "The future of CHP", Building Services, vol.12, No.2, p.29, London, 1990.
- 7) Nash, F.; "Internal-Combustion Engine Systems", Energy Management, pp.17-19, October, 1988.
- 8) Nogueira, L. A. H. e Santos, A. H. M.; "Considerações Técnico- Econômicas Aplicadas à Cogeração Elétrica e de Calor de Processo em Indústrias", Anais do IX SNPTEE - Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, GPT/12, P.6, Belo Horizonte, 1987.
- 9) Luengo, C. A.; Walter, A. C. S. e Silveira, J. L.; "Estudo da Viabilidade Técnica, Econômica e Institucional do Projeto de Um Cogrador Compacto Para o Laboratório de Combustíveis Alternativos da UNICAMP", Relatório de Projeto FAPESP - Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, 1992.

- 10) Kovacic, J. M., "Cogeneration in Turner", W.C. (ed.), Energy Management Handbook, John Wiley, p.203-230, New York, 1982.
- 11) Evans, R.; " Environmental and Economic Implications of Small- Scale CHP", Energy Policy, Butterworth-Heinemann Ltd, London, January 1993.
- 12) Pak, P. S. and Suzuki, Y., "Thermodynamical, Economical and Environmental Evaluation of High Efficiency Gas Turbine Cogeneration Systems", International Journal of Energy Research, Vol.14, pp.821-832, John Wiley, New York, 1990.
- 13) Radanne, p.; Jenn, F. et Schulz, J., "La Cogeneration Dans le Secteur Tertiaire en Europe", INESTENE-Institut d'Evaluation des Stratégies sur l'Energie et l'Environnement en Europe, p.55, Paris, 1990.
- 14) Brugemann, D.I. and Cuypers, H.S.A.G., "Some Experiences With Small Generation on Public Distribution Systems", CIRED- Conference Internationale des Reseaux Electriques de Distribution, p.3, Liege, 1983.
- 15) Babus'Haq, R.F.; Probert, S.D. and O'Callaghan, P.W., "Assessing the Prospects and Commercial Viabilities of Small-Scale CHP Schemes", Applied Energy 31, 19-30, London, 1988.
- 16) Amundsen, R.N., "The Cogeneration Revolution", Applied Energy 36, 79-83, London, 1990.
- 17) Vestrucci, P. and Grazioli, A., "Cogeneration-Heat-Pump System Optimization Through Simulation Analysis", Energy 13, number 5, 431-443, London, 1988.
- 18) Alguns Fornecedores e Fabricantes de Cogeneradores Compactos da Europa e Dos Estados Unidos, Informações Coligidas pelo autor, Guaratinguetá, 1991.
- 19) Walker, D.H. et al., "A New Approach to Cogeneration in the Supermarket Industry", The Cogeneration Journal 3, number 2, 20-28, Atlanta, 1988.

- 20) Eto, J.H. and Gates, S.D., "Modeling Cogeneration Systems With DOE-2.1C", ASHRAE Trans 94, 1605-1615, Atlanta, 1988.
- 21) Thomas, D.G. et Delval, P., "Utilisation du Biogaz dans les Moteurs Thermiques", Informations Chimie, 283, 147-149, Paris, 1987.
- 22) Creder, H., "Instalações de Ar Condicionado", Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, 1990.
- 23) Creder, H., "Instalações Elétricas", Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, 1984.
- 24) Anônimo - "Petbow Generating Sets", Informações Coligidas pelo autor, London, 1991.
- 25) Gomes, A.L. and Mansoori, G.A., "Thermodynamic Equation of State Approach For The Choice of Working Fluids of Absorption Cooling Cycles", Solar Energy, V.31, 557 - 566, Pergamon Press, London, 1983.
- 26) Egrican, N., "The Second Law Analysis of Absorption Cooling Cycles", Heat Recovery Systems & CHP, V.8, 549 - 558, Pergamon Press, London, 1988.
- 27) Chuang, C. and Ishida, M., "Comparison of Three Types of Absorption Heat Pumps Based on Energy Utilization Diagrams", Tokyo Institute of Technology, P.7, Yokohama, 1991.
- 28) Brun, M.J., "La Cogeneration En France", IFE-Institut Français de l'Energie, p.135, Paris, 1988.
- 29) Agência para Aplicação de Energia - "Informação Sobre Uso Racional de Energia", Número 23, São Paulo, Abril de 1992.
- 30) Anônimo - "Nedalo B.V. Uithoorn", Informações Coligidas pelo Autor, Uithoorn, 1991.
- 31) Anônimo - "Gevele Motoren", Informações Coligidas pelo Autor, Papendrecht, 1991.

- 32) Kehlhofer, R., "A Comparison of Power Plants for Cogeneration of Heat and Electricity", BBC Brown Boveri, Zurich, 1987.
- 33) Boehn, R.F., "Design Analysis of Thermal Systems", John Wiley, New York, 1987.
- 34) Sceza, S., "Analysis of a cogeneration system", Energy Conversion Management, Vol.31, No.5, pp. 489 - 493, Pergamon Press, London, 1991.
- 35) Anônimo, "Small, Packaged Cogens Will be Big Energy Industry, Study Finds", Cogeneration, pp. 22 - 25, Pequot Publishing, march-april, 1986.
- 36) TOTEM - Total Energy Module, "How to Find Out the Economic Results with TOTEM Installations in Hotels", LIB/001/88GB, p.10, Divisione TOTEM BIKLIN, Torino, 1988.
- 37) Anônimo - "Consul S.A.", Informações Coligidas pelo Autor, São Paulo, abril de 1992.
- 38) Mitjà, A. et alli, "CENTRES HOSPITALARIS - Tecnologies Avançades en Estalvi i Eficiència Energètica", p.102, Direcció General d'Energia, Barcelona, novembre - 1990.
- 39) Pulliam, E. R., "Cogeneration: The California Experience", Anais do 1 Simpósio Brasileiro Sobre Co-geração de Energia na Indústria, pp.109-132, Campinas, fevereiro - 1989.
- 40) Hu, S. D., "COGENERATION", p.428, Reston Publishing Company, Reston, 1986.
- 41) Orlando, A. J., "Hospital Cogeneration On the Rise to Cut Electricity and Steam Costs", Cogeneration, pp.34-36, Pequot Publishing, Washington, march/april - 1987.
- 42) Roberts Jr, J. L. and Wikman, C. W., "Cogeneration at Mercy Hospital", The Cogeneration Journal, Vol.3, No.2, pp.52-57, Spring, 1988.
- 43) Hobbs, R. E., "Mercy Hospital and Medical Center Savings Put at \$325,000 for 1986", Cogeneration, pp.40-41, Pequot Publishing, Washington, march/april - 1987.

- 44) Anônimo - "Cogen - Conservation to Save Hospital \$478,000 This Year", *Cogeneration*, pp.28-29, Pequot Publishing, Washington, may/june - 1985.
- 45) Farmer, R., "Houston Hospital to Save over \$150,000/yr with 500 kW Plant", *Cogeneration*, pp.34-37, Pequot Publishing, Washington, january/february - 1985.
- 46) Mullins, P., "Hospital CHP Uses Advanced Heat Recovery System", *Diesel and Gas Turbine Worldwide*, pp.16-17, Vol.25, No.1, Brookfield, january/february - 1993.
- 47) Hashem, H. H., "Thermal-Economic Analysis of Industrial Gas Turbine Cogeneration Plant", *Energy Conversion Management*, Vol.32, No.5, pp.419-424, Pergamon Press Publishing, London, 1991.
- 48) Taft, M., "A Comprehensive Classification of Combined Cycle and Cogeneration Plant - Part 2: Introducing the Integrated steam Cycle in Practice", *Journal of Power and Energy*, Vol.205, pp.145-159, 1991.
- 49) Nasser, A. E. M. and El-Kalay, M. A., "A Heat-Recovery Cooling System to Conserve Energy in Gas-Turbine Power Stations in the Arabian Gulf", *Applied Energy*, Elsevier Science Publishers Ltd, Vol.38, pp.133-142, London, 1991.
- 50) Rossiter, A. P., "Criteria for Integration of Combined Cycle Cogeneration Systems in the Process Industries", *Heat Recovery Systems and CHP*, Vol.10, No.1, pp.37-48, Pergamon Press Publishing, London, 1990.
- 51) Wu, C., "Power Optimization of an Endoreversible Brayton Gas Heat Engine", *Energy Conversion Management*, Vol.31, No.6, pp.561-565, Pergamon Press Publishing, London, 1991.
- 52) Taki, Y.; Babus'Haq, R. F.; Elder, R. L. and Propert, S. D., "Design and Analysis of a Compact Gas Turbine for CHP System", *Heat Recovery Systems and CHP*, Vol.11, No.2/3, pp.149-160, Pergamon Press Publishing, London, 1991.

- 53) Najjar, Y. S. H. and Habeebullah, M. B., "Energy Conservation in the Refinery by Utilizing Reformed Fuel Gas and Furnace Flue Gases", Heat Recovery Systems and CHP, Vol.11, No.6, pp.517-521, Pergamonn Press Publishing, London, 1991.
- 54) Kovacic, J. M., "Cogeneration Applications Considerations", General Electric, Gas Turbine Reference Library, GER-3430, p.13, New York, 1984.
- 55) Baharna, N. S. A. and Mahdi, A. A., "Energy Savings at the Rifa'a Power Station with a Combined-Cycle System for Water Production", Energy, Vol.16, No.4, pp.713-720, Pergamonn Press Publishing, London, 1991.
- 56) Najjar, Y. S. H. and Radhwan, A., "Comparison of Total Energy Systems Using Gas Turbines and Diesel Engines for Combined Cooling", Int. J. Refrig., Vol.14, pp.351-356, Heinemann Ltd, Butterworth, 1991.
- 57) Aly, S. E., "Gas Turbine Waste Heat Driven Multiple Effect Absorption System", Heat Recovery Systems and CHP, Vol.11, No.5, pp.407-413, Pergamonn Press Publishing, London, 1991.
- 58) Stambler, I., "Gas Turbine Challenge For Small Cogen Market", Cogeneration, pp.20-26, Pequot Publishing, Washington, may/june - 1985.
- 59) Mallaret, B., "Cogeneration Par Petites Turbines a Gas", La Cogeneration en France, M. J. Brun, Institut Français de l'Energie, pp.71-75, Paris, 1988.
- 60) Pulliam, E. R., "Distributed Energy Systems: A Case Study", Anais do I Simpósio Brasileiro Sobre Co-geração de Energia na Indústria, pp.55-71, Campinas, fevereiro - 1989.
- 61) Biasi, V. (publisher), "For Project Planning, Design and Construction", Gas Turbine World - The 1992-93 Handbook, Vol.14, Pequot Publishing, Washington, 1993.
- 62) Mataix, C.; "Turbomáquinas Térmicas", Editorial Dossat -S.A., Madri, 1973.

- 63) Cohen, H.; Rogers, G. F. C. and Saravanamutto, H. I. H., "Gas Turbine Theory", Longman Scientific and Technical, New York, 1987.
- 64) ANSI/ASME PTC22, "Gas Turbine Power Plants - Performance Test Codes", 1985.
- 65) Bhargava, R., "On-site Performance Evaluation of Critical Components in a Cogeneration Plant", ASME COGEN TURBO POWER 92, IGTI - Vol.7, pp.571-584, Houston, 1992.
- 66) Vivier, L., "Turbinas de Vapor y de Gas" Ediciones URMO, bilbao, 1968.
- 67) Hill, P. G. and Peterson, C. R., "Mechanics and Thermodynamics of Propulsion", ADDISON-WESLEY Publishing Company, London, 1970.
- 68) Anônimo, "Stewart and Stevenson - Gas Turbine Products Division", Informações Coligidas pelo Autor, Houston, 1991.
- 69) Moraes, P. B.; Bonini, M. V. V.; Ennes, S. A. W., Arantes, R. L.; Oliveira Jr., S. e Cespedes, J. F. P., "Cogeração e Auto-geração no Setor Comercial e de Serviços", Relatório Final da Sub-Comissão entre Eletropaulo, COMGÁS, CFS^{SP}, CPFL e IPT - p.77, São Paulo, novembro de 1992.
- 70) Kostrzewa, L. J. and Davidson, K. G., "Packaged Cogeneration-The Growth of Cogeneration Can Make Significant Contributions to Future Energy Efficiency", ASHRAE Journal, pp.22-28, february 1992.
- 71) Hess, H., "Combined Heat and Power: High Value Energy with Maximum Fuel Exploitation", Heat and Ventilation Engineer, Vol.63, No.703, pp.17-20, London, 1990.
- 72) Taki, Y.; Babus'Haq, R. F. and Probert, S. D., "Combined Heat and Power as a Contributory Means of Maintaining a Green Environment", Applied Energy, Elsevier Science Publishers Ltd, Vol.39, pp.83-91, London, 1991.
- 73) Walter, A. C. S., "Cogeração: Análise de Tecnologias, Fatores Condicionantes e Experiências Internacionais", UNICAMP, p.45, Campinas, 1991.

- 74) AIE/OCDE, "Prévision de Coûts de L'Électricité Produite par des Centrales Mises en Service en 1995-2000", Paris, 1989.
- 75) Reeve, S. G.; Babus'Haq, R. F. and Probert, S. D.; "Electric - Power Generation in the UK", Applied Energy, Vol.39, pp.1-19, Elsevier Science Publishers Ltd, London, 1991.
- 76) Bindon, F. J. L.; "Parallel Operation of Generating Plant Within A Public Electricity Supply Network", Power Engineering Journal, pp.4-7, London, January 1992.
- 77) AFME, "La Cogeneration dans le Secteur Tertiaire en France - Perspectives de Développement", Paris, 1990.
- 78) Schorr, M. M.; "The Impact of Energy Legislation On Electric Generation Choices: From the National Energy Act to the National Energy Strategy", IGTI - International Gas Turbine Institute, Vol.7, ASME COGEN TURBO, pp.51-58, Houston, 1992.
- 79) Gottlieb, J. W.; "New Cogeneration Frontiers", Independent Energy, Vol.23, No.7, p.62-67, Marier Communications, Milaca, 1993.
- 80) Clayton, R. E.; "The Price of Wheeling", Independent Energy, Vol.23, No.7, pp.68-75, Marier Communications, Milaca, 1993.
- 81) Light - "O Papel da Cogeração no Abastecimento Elétrico do Rio de Janeiro", Primeiro relatório preliminar, Rio de Janeiro, 1991.
- 82) Ministério das Minas e Energia - DNAEE, "Aquisição de Energia Elétrica Excedente de Autoprodutores - Aspectos Legais e Institucionais", Brasília, 1987.
- 83) Trane, "Manual de Ar Condicionado", The Trane Company, La Crosse, Wisconsin, 1979.
- 84) ASHRAE Handbook - "1981 Fundamentals American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers", Second Printing, Atlanta, 1991.
- 85) Jones, W. P., "Engenharia de Ar Condicionado", Editora Campus Ltda, Rio de Janeiro, 1983.
- 86) Stoecker, W. F. and Jones, J. W., "Refrigeração e Ar Condicionado", McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1985.

ANEXO A: FABRICANTES E/OU FORNECEDORES DE MÓDULOS DE COGERAÇÃO COM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Segundo informações de fabricantes e/ou fornecedores de sistemas utilizando motores de combustão interna [18], têm-se as seguintes unidades comercialmente disponíveis (7 kWe a 1300 kWe):

Tabela 26 - Módulos de cogeração utilizando motores de combustão interna							
Fabricante e/ou Fornecedor Máquina	Ep [kW]	Ec [kW]	Ecomb [kW]	Te [°C]	Ta [°C]	ma [m³/h]	mg [m³/h]
.Biklim (1):							
TOTEM	7	21	29	-	80	1,8	3,0
TOTEM	15	39	56	-	86	2,0	5,7
.Geveke Motoren (2):							
3304 (NA)	55	114	183	177	86	5,7	20,8
3306 (NA)	85	146	269	177	86	11,3	30,5
3306 (TA)	125	223	396	177	86	16,6	45,1
3406 (TA)	180	350	553	415	95	-	65,7
3408 (TA)	255	443	770	415	95	-	87,6
3412 (TA)	380	711	1165	415	95	-	132,6
3512 (TA1)	500	764	1453	420	120	-	165,0
3512 (TA2)	650	1098	1987	420	120	-	226,0
3516 (TA)	850	1546	2787	420	120	-	291,0
.MAN Technologie (4):							
-Gás Natural:							
E2866EM-S	72	136	248	120	-	-	-
E2842EM-S	137	250	449	120	-	-	-
E2842LE-S	288	478	865	120	-	-	-
E2866DE-S	110	188	344	120	-	-	-
E2842DE-S	210	348	625	120	-	-	-
-Diesel:							
D2866E-S	117	143	310	180	-	-	-
D2842	199	266	554	180	-	-	-

Fabricante e/ou Fornecedor Máquina	Ep [kW]	Ec [kW]	Ecomb [kW]	Te [°C]	Ta [°C]	ma [m³/h]	mg [m³/h]
Nedalo BV (5):							
M30	30	59	100	-	-	-	11,4
M45	45	81	143	-	-	-	16,3
M85	89	159	283	-	90	13,6	32,2
M160/70	142	211	406	-	81	17,0	46,1
M160/40	163	241	464	-	90	18,8	52,8
M165	166	272	500	-	90	23,3	56,9
M300/70	282	443	815	-	81	34,0	92,7
M300/34	307	481	882	-	91	34,0	100,3
M400/70	345	549	1015	-	80	47,2	115,4
M400/34	383	620	1127	-	90	47,4	128,1
M600/70	518	805	1489	-	80	69,3	169,3
M600/34	575	895	1643	-	90	69,3	186,9
M800/70	691	1139	2032	-	80	-	231,2
M800/34	768	1248	2259	-	90	-	256,9
Topgen S.R.I. (6):							
GW 235	181	345	592	-	90	-	62,0
GW 355	285	468	850	-	90	-	89,0
GW 450	360	616	1092	-	90	-	114,0
GW 600	480	801	1429	-	90	-	149,0
GW 900	720	1201	2143	-	90	-	223,0
GW 1200	960	1602	2858	-	90	-	298,0
Jenbacher Energie (3):							
JMS 216 G	305	527	919	600	-	-	93,0
JMS 312 G	267	461	805	600	-	-	82,0
JMS 316 G	358	618	1078	600	-	-	109,0
JMS 212 GS	347	501	967	500	-	-	97,0
JMS 216 GS	465	668	1290	500	-	-	129,0
JMS 312 GS	407	577	1116	505	-	-	112,0
JMS 316 GS	543	772	1490	505	-	-	150,0
JMS 612 GS	970	1351	2657	468	-	-	266,0
JMS 616 GS	1294	1802	3543	468	-	-	355,0

Nota:

- 1) Produção de água quente, 1500 /1800 rpm, podendo utilizar além do gás natural, biogás e outros tipos de gases;
- 2) Performance para gás natural, com condições de operação, 23 °C, 100 kPa, 60 % umidade relativa e 1500 rpm. Disponíveis também em 1800 rpm;
- 3) Performance a 1500 rpm nas condições ISO - International Standard Operation (15 °C, nível do mar, 60 % umidade relativa) para gás natural e rotação de 1500 rpm. Disponíveis também com rotação de 1800 rpm;
- 4) Performance também a 1500 rpm nas condições ISO. Disponíveis também em 1800 rpm;
- 5) Gás natural, 1500 rpm, considerando temperatura dos gases na saída de 120 °C;
- 6) Gás natural, 27 °C, 736 mmHg, 60 % umidade relativa. Disponíveis também com diesel.
- 7) Simbologia:

ma	-	Vazão de água de refrigeração
mg	-	Consumo de combustível
Ta	-	Temperatura da água na saída
Te	-	Temperatura dos gases de escape

ANEXO B: FABRICANTES E/OU FORNECEDORES DE MÓDULOS DE COGERAÇÃO COM TURBINAS A GÁS

Segundo Biasi [61] os sistemas turbinas a gás comercialmente disponíveis, para uma faixa de potência elétrica entre 200 e 4.000 kW, apresentam as seguintes performances quando operando com gás natural, considerando as condições ISO - International Standard Operation (15 °C, nível do mar, umidade relativa do ar de 60 %).

Tabela 27 - Sistemas turbinas a gás comercialmente disponíveis							
Fabricante / Fornecedor Máquina	Ep [kW]	RP	T3 [°C]	T4 [°C]	m [kg/s]	nt [%]	n [rpm]
.Centrax Gas Turbines: CX501	3849	9,3	1035	560	15,7	16,6	14250
.Deutz MWM:							
KA 123	700	9,0	-	493	5,0	21,5	1500/1800
KA 134	1177	8,0	-	505	7,7	21,7	1500/1800
KA 334	1470	9,2	-	545	9,1	20,1	1500/1800
KT 134	2260	8,0	-	505	15,9	21,1	1500/1800
KT 334	2824	9,2	-	545	18,2	19,5	1500/1800
.Dresser-Rand:							
KG2-3C	1475	3,9	825	565	12,7	15,8	18000
KG2-3E	1850	4,6	830	549	15,0	17,4	18800
KG5	3000	6,5	870	500	21,3	21,2	12000
.European Gas Turbines:							
Hurricane	1600	9,2	1134	600	7,0	25,5	27245
TB5000	3809	6,8	910	488	21,3	25,6	7950
Typhoon	3926	12,8	1054	488	17,7	29,9	16570
.Garrett Auxiliary Power:							
IM831-800	520	11,0	963	500	3,6	20,8	1500/1800
.Mitsubishi							
MF-1000	958	8,7	-	530	5,9	20,9	28000
.Prvni Brnenska:							
GTG-2500	2850	12,0	950	442	14,7	29,0	3000

Fabricante/Fornecedor Máquina	Ep [kW]	RP	T3 [°C]	T4 [°C]	m [kg/s]	nt [%]	n [rpm]
.Kawasaki Industries:							
S1A-02	200	9,0	930	520	1,8	15,6	1500/1800
S1T-02	394	9,0	930	520	3,5	15,4	1500/1800
S2A-01	663	9,0	930	495	4,7	20,8	1500/1800
M1A-01	1111	8,0	900	515	7,9	19,9	1500/1800
M1A-03	1392	9,0	960	545	9,0	20,7	1500/1800
M1T-01	2148	8,0	900	510	15,9	19,4	1500/1800
M1T-03	2680	9,0	960	540	18,1	20,3	1500/1800
M1A-11	1235	9,3	910	459	8,2	23,3	1500/1800
M1A-13	1473	9,4	990	518	8,1	24,2	1500/1800
M1A-23	2043	11,2	1140	575	9,3	24,9	1500/1800
M1T-13	2861	9,4	990	518	16,2	23,5	1500/1800
M1T-23	3876	11,1	1130	568	18,6	24,0	1500/1800
M1A-13CC	1302	7,7	1010	575	7,6	21,1	1500/1800
.Mitsui Engineering:							
SB5	1080	10,0	-	492	5,0	25,5	26600
SB15	2720	10,0	-	491	14,5	25,6	13070
.Pratt and Whitney:							
ST6L-795	643	7,5	1005	600	3,2	23,7	33000
ST6L-813	782	8,5	1005	578	3,8	24,6	30000
.Siemens KWU:							
PGT2	2000	12,0	-	544	10,0	25,0	22500
.Solar Turbines:							
Satum	1130	6,5	-	484	6,5	24,2	22124
Satum recup	850	6,4	-	291	6,3	29,2	22124
Centaur	3425	10,0	-	449	18,6	27,4	14950
Centaur H	4040	9,8	-	509	18,5	28,1	14950
.Turmomeca:							
Astazou	300	5,6	-	490	2,5	18,0	1500/1800
Bastan VI	560	5,5	-	500	4,4	19,1	1500/1800
Bastan VII	800	7,2	-	450	6,0	21,4	1500/1800
Makila TI	1050	9,5	-	505	5,5	25,5	1500/1800

ANEXO C: CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA DE RECINTOS A SEREM CONDICIONADOS

1-Introdução	158
2-Cálculo da Carga Térmica.....	159
2.1-Ganhos de calor por condução	159
2.2-Ganhos de calor por insolação	164
2.3-Ganho de calor devido aos dutos	169
2.4-Ganhos de calor devido às pessoas	171
2.5-Ganhos de calor devido aos equipamentos.....	173
2.6-Ganhos de calor devido à infiltração	179
2.7-Ganhos de calor devido à ventilação	183
2.8-Carga térmica total.....	184
2.9-Total de ar insuflado.....	185
3-Exemplo de cálculo da carga térmica de uma instalação central de ar condicionado	187

ANEXO C: CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA DE RECINTOS A SEREM CONDICIONADOS

1-Introdução

A natureza conspira contra o conforto nos dias quentes e úmidos. Em tais dias, manter um recinto confortável é uma luta contra o calor que se introduz a partir de muitas fontes.

Um recinto condicionado é aquecido pelas paredes, teto, janelas, portas, pessoas, luzes, motores e outros equipamentos. O calor com que cada fonte contribui para o espaço condicionado, deverá ser conhecido.

O projeto de um sistema de ar condicionado baseia-se no cálculo destes ganhos de calor, originando a carga térmica, que é a quantidade de calor sensível e latente que deve ser retirada ou colocada no recinto a fim de proporcionar as condições de conforto desejadas. Esses cálculos deverão ser feitos com cuidado e precisão para se obter uma instalação satisfatória.

Os sistemas de ar condicionado sub-dimensionados nunca são satisfatórios. Os sistemas superdimensionados por outro lado constituem um esvaziamento desnecessário dos bolsos dos seus proprietários.

Os seguintes dados são indispensáveis ao projeto da instalação de ar condicionado: plantas de arquitetura, cortes, vistas, número de ocupantes do recinto, posição do sol em face do prédio, fim a que se destina a instalação (conforto, equipamento, industrial, etc), local para a casa de máquinas, tipo de insuflamento e retorno, fontes de calor no recinto, iluminação, regime de ocupação, prédios vizinhos, coordenadas geográficas do local, cores de paredes, telhados e janelas, etc.

Em seguida deverão ser fixados: temperatura, umidade relativa, temperaturas de bulbo seco e úmido, ponto de orvalho para o ar exterior e interior.

2-Cálculo da Carga Térmica

A carga térmica, geralmente expressa em BTU/h, ou kcal/h, ou ainda kW, é introduzida no recinto a condicionar através de ganhos de calor por:

- condução;
- insolação;
- dutos;
- pessoas;
- equipamentos;
- infiltração;
- ventilação.

2.1-Ganhos de calor por condução-Calor sensível

Os ganhos de calor por condução num recinto a ser condicionado ocorre através do teto, paredes, janelas, portas e em certas situações através do piso. Nos cálculos da carga térmica do ar condicionado, usa-se um coeficiente U, mais fácil de ser obtido, medindo-se a temperatura do ar em ambos os lados da superfície. Este coeficiente é chamado de coeficiente global de transmissão de calor e é definido como o fluxo de calor por hora através de um m² de

superfície, quando a diferença entre as temperaturas do ar nos dois lados da parede ou teto é de um grau centígrado.

$$q = A.U.DT \tag{44}$$

onde:

q - fluxo de calor em kcal/h;

A - área em metros quadrados;

U - coeficiente global de transmissão de calor em kcal/h.m².°C;

DT - diferença de temperatura entre ar exterior e interior em °C.

○ coeficiente global de transmissão de calor é calculado como segue:

$$U = 1/R.A \tag{45}$$

com:

R - resistência térmica equivalente

-Para paredes simples(com 1 camada):

$$R = 1/h_i.A + e/k.A + 1/h_e.A \tag{46}$$

-Para paredes compostas(com 3 camadas):

$$R = 1/h_i.A + e_1/k_1.A + e_2/k_2.A + e_3/k_3.A + 1/h_e.A \quad (47)$$

onde:

k - condutividade térmica da parede[kcal/h.m.°C];

h_i - coef. de película do ar no interior do recinto[kcal/h.m².°C];

h_e - coef. de película do ar no exterior do recinto[kcal/h.m².°C].

e - espessura da parede[m]

Os valores do coeficiente de condução(k) dos materiais são fornecidos pela tabela 28.

Os valores do coeficiente de película(h) dependem da cor e rugosidade da superfície, bem como da velocidade do vento. Os valores médios para h segundo a referência 22, são:

- ar parado = 7,13 a 7,96 kcal/h.m².°C

- ar a 12 km/h = 19,5 kcal/h.m².°C

- ar a 24 km/h = 29,3 kcal/h.m².°C.

Tabela 28 - Coeficiente de transmissão de calor dos materiais de construção [22,83]

	Btu.in/h.ft ² .°F	kcal/h.m.°C
1. Acabamentos:		
- cimento asbestos	4,0	0,496
- gesso 1/2"	*2,25	*10,99
- lambris	0,80	0,09
- lambris de 3/4"	*1,07	*5,22
- fibra de madeira	1,40	0,173
- esboço ou reboco (2 cm)	*0,49	*2,39
2. Alvenaria:		
- lã mineral (vidro ou rocha)	0,27	0,03
- vermiculite	0,46	0,05
- concreto simples	5,0	0,62
- massa de cimento com agregados	1,7	0,21
- concreto com areia e pedra	12,0	1,48
- estuque	5,0	0,62
- tijolo comum (meia vez)	5,0	0,62
- tijolo comum (uma vez)	9,0	1,11
- tijolo de concreto furado de 10 cm	1,4	0,17
- tijolo de concreto furado de 20 cm	0,9	0,11
- ladrilho ou cerâmica	0,9	0,11
- alvenaria de pedra	12,50	1,55
3. Isolamentos:		
- lã mineral (vidro ou rocha)	0,27	0,03
- fibra de madeira	0,25	0,03
- vidro celular	0,39	0,04
- cortiça	0,27	0,03
- fibra de vidro	0,25	0,03
- isoflex (santa marina)	0,38	0,039
4. Argamassas:		
- nata de cimento com areia	5,0	0,62
- nata de gesso com areia	5,6	0,69
- agregado com vermiculite	1,7	0,21
5. Cobertura:		
- placa agregado de asfalto	6,50	0,80
- teto com 10 cm	3,00	0,87
6. Madeiras:		
- de lei (cedro, canela, etc.)	1,10	0,13
- pinho	0,80	0,09
Nota: * Condutância em Btu/h.ft ² .°F e kcal/h.m ² .°C		

Finalmente, para o cálculo do ganho de calor por condução, o diferencial de temperatura usado(DT) é tirado da tabela 29.

Tabela 29 - Diferencial de temperatura usada nos projetos(DT) [22]

	DT [°C]
1. Paredes exteriores	9,4
2. Vidros nas paredes exteriores	9,4
3. Vidros nas divisórias	5,5
4. Vitrinas de lojas com grande carga de luz	16,6
5. Divisórias	5,5
6. Divisórias junto de cozinha, lavanderias ou aquecedores	13,8
7. Pisos sobre recintos não-condicionados	5,5
8. Pisos do térreo	0
9. Pisos sobre porão	0
10. Pisos sobre porão com cozinhas, lavanderias e aquecedores	19,4
11. Pisos sobre espaços ventilados	9,4
12. Pisos sobre espaços não-ventilados	0
13. Tetos sobre espaços não-condicionados	5,5
14. Tetos sobre espaços c/ cozinhas, lavanderias e aquecedores	11,7
15. Tetos sob telhados com ou sem sótão	9,4

Nota: Baseada em uma diferença de 9,4°C entre a temperatura externa e o recinto condicionado.

Observe-se que, se o diferencial de temperatura for diferente de 9,4°C, soma-se à tabela 29 o que exceder deste valor.

Exemplo: Se a temperatura exterior for de 35°C e a interior 25°C, soma-se 0,60°C aos valores dados pela tabela 29.

2.2-Ganhos de calor por insolação-Calor sensível

A mais poderosa energia que a superfície da terra recebe do universo é a energia solar. Esta energia é, quase sempre, a responsável pela maior parcela de carga térmica nos cálculos do ar condicionado, em geral como radiação e convecção.

Por absorção, a energia solar pode ser introduzida nos recintos tanto em maior quantidade quanto menos brilhante for a superfície refletora. Quanto mais escura for a superfície maior será radiação solar absorvida pela superfície. Ao contrário superfícies com cores claras refletem mais radiação solar do que as superfícies de cores escuras. A tabela 30 dá uma idéia do percentual de energia radiante em função da cor.

Tabela 30 - Percentual de energia radiante em função da cor [22,83]

Cor	Calor refletido	Calor absorvido
Alumínio polido	72 %	28 %
Vermelho-claro	37 %	63 %
Preto	6 %	94 %

Ao calcular os ganhos de calor solar através de paredes e telhados, deve-se ter em conta a cor da superfície exterior. A temperatura superficial de uma parede ou telhado depende do grau de limpeza da atmosfera e do ângulo com que os raios solares incidem na superfície. Quando a superfície é perpendicular aos raios esta apanha a intensidade total do sol. Por outro lado, quando esses raios incidem na superfície segundo um ângulo, a intensidade é muito menor.

Em resumo, pode-se dizer que a temperatura de uma parede ou telhado depende:

- 1 - ângulo dos raios do sol
- 2 - tipo de construção
- 3 - cor e acabamento da superfície

4 - refletividade da superfície

5 - coordenadas geográficas do local(latitude).

Embora se conheça com certa precisão a quantidade de calor por radiação e convecção, oriundos do sol, a parcela que penetra nos recintos não é bem conhecida, e todas as tabelas existentes dão uma estimativa para os cálculos, com precisões satisfatórias na prática do ar condicionado.

2.2.1-Transmissão de calor do sol através de superfícies transparentes (Vidro simples comum) aplicados à janelas, portas e clarabóias

A energia radiante oriunda do sol incidente em uma superfície se subdivide em tres parcelas:

- parcela refletida;
- parcela absorvida;
- parcela que penetra no recinto.

A parcela que penetra no recinto é a que vai nos interessar nos cálculos da carga térmica.

Na tabela 31, de origem americana, temos os valores do fator solar obtido por ensaios para esta parcela em kcal/h por m² de área de vidro, ou W/m², supondo-se janela sem proteção; caso seja protegida por toldos ou persianas, deve se multiplicar os valores obtidos, pelos seguintes coeficientes de redução [22]:

- toldos ou persianas externas: 0,15 - 0,20;
- persianas internas e refletentes: 0,50 - 0,66;

-cortinas internas brancas(opacas): 0,25 - 0,61.

Esta tabela é para janelas com esquadrias de madeira; para esquadrias metálicas multiplica-se os valores correspondentes por 1,15.

O fluxo de calor por insolação em superfícies de vidro é calculado pela equação:

$$q = \text{fator solar} \times \text{área exposta a radiação} \quad (48)$$

Para outros tipos de vidro torna-se contudo mais fácil utilizar um fator multiplicativo relativo a tabela 31 para vidro simples.

2.2.2-Transmissão de calor do sol através de superfícies opacas

As paredes, lages e telhados transmitem a energia solar para o interior do recinto, devido a insolação. O processo de transferência de energia solar para o recinto através de uma superfície opaca é ilustrado esquematicamente na figura 72.

Uma parte da energia solar é refletida e a restante absorvida. Da energia absorvida, uma parte é transmitida por convecção e a outra por radiação para o meio exterior. A restante é transmitida para o interior ou absorvida temporariamente aumentando a energia interna da parede.

q - fluxo de calor por insolação

U - coeficiente global de transmissão de calor

T_e - temperatura do exterior

T_i - temperatura do interior

dt - acréscimo ao diferencial de temperatura devido a radiação solar, dado pela tabela 30.

Tabela 31 - Coeficientes de transmissão de calor solar através de vidros(Fator Solar) [22]

22°54' Latitude Sul Verão Hora Local		Kcal/h.m ² (Fator Solar) de Area de Vidro												Valores Máximos em Cada Orientação Entre Setembro e Março			
DIA DO ANO	FACE DO PREDIO	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Kcal/h.m ²	W/m ²	
22 dezembro	S	87	98	68	54	49	43	41	43	49	54	65	98	87	98	113,5	
	SE	260	421	388	290	190	73	41	38	38	38	38	27	11	420	488,8	
	E	263	440	475	426	277	122	38	38	38	38	38	27	11	474	551,8	
	NE	95	193	222	214	157	84	43	38	38	38	38	27	11	222	358,6	
	N	11	27	33	38	41	49	49	49	41	38	38	27	11	49	56,7	
	NW	11	27	33	38	38	38	38	43	84	157	214	217	193	217	352,2	
	W	11	27	33	38	38	38	38	122	277	426	434	440	263	440	510,8	
CLARABOIA	41	176	361	515	629	684	738	412	629	515	429	176	41	740	857,8		
21 janeiro	S	60	65	49	41	41	38	38	38	41	41	43	65	60	65	75,6	
	SE	228	383	372	279	160	65	38	38	38	35	35	24	11	384	444,6	
	E	244	442	480	431	296	130	38	38	38	35	35	24	11	480	558,2	
	NE	100	214	260	250	193	109	49	38	38	35	35	24	11	245	302,7	
	N	11	24	33	38	46	54	57	54	46	38	35	24	11	57	66,2	
	NW	11	24	33	35	38	38	38	109	193	250	247	214	100	250	290,1	
	W	11	24	33	35	38	38	38	130	296	431	440	442	244	443	514,0	
CLARABOIA	30	171	347	515	624	692	733	692	624	515	407	171	30	734	851,4		
20 fevereiro	S	16	24	30	35	38	38	38	38	38	35	35	24	16	38	44,1	
	SE	141	342	307	214	103	43	38	38	38	35	35	22	5	342	397,3	
	E	168	415	488	440	285	138	38	38	38	35	35	22	5	489	567,6	
	NE	92	269	342	334	304	187	79	41	38	35	35	22	5	343	397,3	
	N	5	22	33	35	38	41	106	114	106	84	52	38	22	5	114	132,4
	NW	5	22	30	35	38	41	79	187	304	334	331	269	92	334	387,9	
	W	5	22	30	35	38	38	38	152	285	440	448	415	168	448	520,3	
CLARABOIA	16	138	320	472	597	662	692	662	597	472	372	138	16	691	804,1		
23 outubro	S	0	16	30	35	38	38	38	38	38	35	35	16	0	38	44,1	
	SE	0	225	255	136	49	38	38	38	38	35	35	16	0	255	296,4	
	E	0	366	458	426	309	133	38	38	38	35	35	16	0	458	532,9	
	NE	0	285	385	418	369	274	147	52	38	35	35	16	0	418	485,6	
	N	0	24	57	128	179	220	228	220	179	128	73	24	0	229	264,9	
	NW	0	16	30	35	38	52	147	274	369	418	388	285	0	418	485,6	
	W	0	16	30	35	38	38	38	133	309	426	440	366	0	439	510,8	
CLARABOIA	0	16	30	35	38	38	38	38	49	136	201	225	0	225	261,7		
22 março	S	0	16	30	35	38	38	38	38	38	35	35	16	0	38	44,1	
	SE	0	225	255	136	49	38	38	38	38	35	35	16	0	255	296,4	
	E	0	366	458	426	309	133	38	38	38	35	35	16	0	458	532,9	
	NE	0	285	385	418	369	274	147	52	38	35	35	16	0	418	485,6	
	N	0	24	57	128	179	220	228	220	179	128	73	24	0	229	264,9	
	NW	0	16	30	35	38	52	147	274	369	418	388	285	0	418	485,6	
	W	0	16	30	35	38	38	38	133	309	426	440	366	0	439	510,8	
CLARABOIA	0	16	30	35	38	38	38	38	49	136	201	225	0	225	261,7		
20 abril	S	0	16	30	35	38	38	38	38	38	35	35	16	0	38	44,1	
	SE	0	225	255	136	49	38	38	38	38	35	35	16	0	255	296,4	
	E	0	366	458	426	309	133	38	38	38	35	35	16	0	458	532,9	
	NE	0	231	415	467	440	364	233	98	41	33	27	11	0	418	485,6	
	N	0	54	152	238	293	342	353	342	293	239	184	54	0	229	264,9	
	NW	0	11	24	33	41	98	233	364	440	467	429	231	0	418	485,6	
	W	0	11	24	33	35	38	38	130	279	388	399	250	0	439	510,8	
CLARABOIA	0	11	24	33	35	38	38	38	35	65	95	106	0	225	261,7		
21 maio	S	0	5	19	30	35	35	35	35	35	30	24	5	0	38	44,1	
	SE	0	57	68	33	35	35	35	35	35	30	24	5	0	255	296,4	
	E	0	122	336	350	250	111	35	35	35	30	24	5	0	458	532,9	
	NE	0	128	385	469	461	402	277	152	52	30	24	5	0	418	485,6	
	N	0	46	187	298	374	412	429	412	374	298	231	46	0	229	264,9	
	NW	0	5	19	30	52	152	277	402	461	469	407	128	0	418	485,6	
	W	0	5	19	30	11	35	35	111	250	350	334	122	0	439	510,8	
CLARABOIA	0	5	19	30	11	35	35	35	35	33	43	41	0	225	261,7		
23 julho	S	0	8	100	236	355	434	456	434	355	236	155	8	0	38	44,1	
	SE	0	57	68	33	35	35	35	35	35	30	24	5	0	255	296,4	
	E	0	122	336	350	250	111	35	35	35	30	24	5	0	458	532,9	
	NE	0	128	385	469	461	402	277	152	52	30	24	5	0	418	485,6	
	N	0	46	187	298	374	412	429	412	374	298	231	46	0	229	264,9	
	NW	0	5	19	30	52	152	277	402	461	469	407	128	0	418	485,6	
	W	0	5	19	30	11	35	35	111	250	350	334	122	0	439	510,8	
CLARABOIA	0	5	19	30	11	35	35	35	35	33	43	41	0	225	261,7		
21 junho	S	0	3	14	30	33	35	35	35	33	30	19	3	0	38	44,1	
	SE	0	14	38	30	33	35	35	35	33	30	19	3	0	255	296,4	
	E	0	57	296	326	239	95	35	35	33	30	19	3	0	458	532,9	
	NE	0	60	331	467	399	317	182	68	30	19	3	0	0	418	485,6	
	N	0	24	195	326	393	437	448	437	393	326	233	24	0	229	264,9	
	NW	0	3	14	30	68	182	317	399	467	467	383	60	0	418	485,6	
	W	0	3	14	30	33	35	35	95	239	326	296	57	0	439	510,8	
CLARABOIA	0	3	14	30	33	35	35	35	33	30	33	14	0	225	261,7		

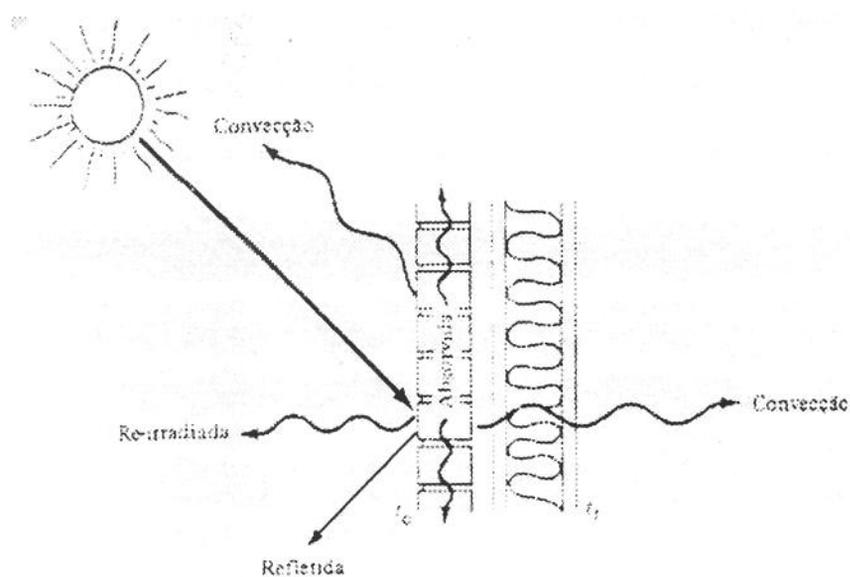


Figura 72 - Carga de insolação em superfícies opacas

Este ganho de calor é calculado segundo a equação:

$$q = U.A.[(T_e - T_i) + dt] \quad (49)$$

Tabela 32 - Acréscimo ao diferencial de temperatura(dt) [22]

Superfície	Cor escura		Cor média		Cor Clara	
	[°F]	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[°C]
Telhado	45	25,0	30	16,6	15	8,3
Parede Leste-Oeste	30	16,6	20	11,1	10	5,5
Parede Norte	15	8,3	10	5,5	5	2,7
Parede Sul	0	0	0	0	0	0

Na pratica o termo $(T_e + dt)$ é chamado de temperatura Sol-Ar ou temperatura equivalente.

2.3-Ganho de calor devido aos dutos-Calor sensível

Normalmente pode-se desprezar o ganho de calor dos dutos, devido ao fato de ser geralmente pequeno quando comparado com o resto de ganhos de calor nas instalações de ar condicionado.

Na realidade o ganho de calor devido aos dutos apenas poderá ser determinado após o dimensionamento dos mesmos. Os dutos não podem ser dimensionados, antes que se determinem a quantidade de ar insuflado necessária ao recinto. Essa quantidade de ar não pode ser determinada até se acharem a carga térmica total. Parece assim, que as coisas dependem uma das outras e que não há ponto de partida.

O caminho mais prático para resolver esse impasse é estimar o sistema de duto necessário. Deve-se fazer um traçado com as dimensões estimadas dos dutos, e, assim que se chegar à quantidade de ar a ser insuflado no recinto, e tendo-se calculado o sistema de dutos, fazer uma verificação para se constatar se a estimativa da carga térmica devido aos dutos foi adequada. Se estiver dentro da margem de 10% de erro, não há necessidade de se recalculá-la a carga térmica.

A ganho de calor devido aos dutos é:

$$q = U.A.DT \quad (50)$$

onde:

q - ganho de calor devido aos dutos;

U - coeficiente global de transmissão de calor do duto dado pela tabela 23;

A - área lateral do duto exposta ao fluxo de calor

Dt - diferencial de temperatura entre o ar externo e o ar do duto.

Tabela 33 - Coeficiente global de transmissão de calor(U) para dutos [22]

Tipo de duto	Btu/h.ft ² .°F	kcal/h.m ² .°C
Chapa metálica, não-isolada	1,18	5,76
Isolado com 1/2 polegada	0,38	1,86
Isolado com 1 polegada	0,22	1,07
Isolado com 1,5 polegada	0,15	0,73
Isolado com 2 polegadas	0,12	0,59

A determinação da área lateral do duto, pode ser feita como indicado na figura 73.

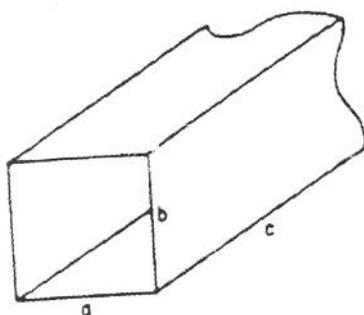


Figura 73 - Área lateral dos dutos

$$A = 2c.(a + b)$$

(51)

Se o duto ficar apoiado na parede ou laje, a área lateral envolvida fica reduzida a:

$$A = c.(a + 2b) \quad (52)$$

2.4-Ganhos de calor devido às pessoas-Calor sensível e latente

É possível equalizar um equilíbrio de calor para o corpo humano e estudar os meios pelos quais se pode controlar a taxa de resfriamento do corpo.

O metabolismo é o processo pelo qual o corpo produz calor. Este processo é fortemente dependente do local. Tal fenômeno pode ser estudado segundo a equação a seguir [84]:

$$\text{calor produzido} = \text{calor perdido} \quad (53)$$

$$q = \pm q_s \pm q_r + q_l \quad (54)$$

onde:

q - metabolismo, kcal/h

qs - calor sensível, kcal/h

qr - calor radiado, kcal/h

ql - calor latente(evaporação), kcal/h

Um corpo pode perder ou ganhar calor sensível. O fator determinante é a temperatura do ar. A quantidade deste calor sensível depende da diferença de temperatura entre a pele e o ar.

Um corpo ganha ou perde calor por radiação de acordo com a diferença entre a temperatura da superfície do corpo(pele nua e roupa) e a temperatura média de radiação. A Temperatura Média de Radiação(TMR) constitui uma média ponderada da temperatura de todas as superfícies na linha de visão direta do corpo.

Com exceção à clínicas e hospitais, em geral o calor radiado de um corpo humano é desprezado no cálculo da carga térmica para ar condicionado.

Quanto ao calor latente ou de transpiração ou ainda de evaporação, este é sempre positivo. A umidade perdida pelo corpo humano no ar expirado ou pela pele, está sob a forma de vapor à pressões extremamente baixas. O corpo fornece o calor latente necessário para evaporar a umidade que perde.

Quando pessoas trabalham em condições de temperatura e umidade elevadas, a perda de calor sensível e a evaporação da umidade da sua pele é retardada. Nestas condições, a taxa de transferência de calor sensível e de evaporação poderia ser elevada aumentando-se a velocidade do ar sobre o corpo. Deste modo, a evaporação da umidade da superfície da pele é grandemente acelerada com o aumento consequente no calor total transferido da pele para o ar.

Basicamente tem-se:

$$q_s = N.F_s \quad (55)$$

$$q_l = N.F_l \quad (56)$$

onde:

qs - ganho de calor sensível devido às pessoas

ql - ganho de calor latente devido às pessoas

N - número de pessoas no recinto condicionado

F_s - fator de calor sensível, dado pela tabela 34

F_l - fator de calor latente, dado pela tabela 34

Tabela 34 - Calor liberado pelas pessoas [85]

Temperatura Ambiente		Pessoa Sentada ou em Movimento Lento						Pessoa em Exercício Físico Moderado					
		Calor Sensível		Calor Latente		Calor Total		Calor Sensível		Calor Latente		Calor Total	
°C	°F	kcal/h	BTU/h	kcal/h	BTU/h	kcal/h	BTU/h	kcal/h	BTU/h	kcal/h	BTU/h	kcal/h	BTU/h
29	84,2	45,1	179	54,9	218	100	397	38,1	151	128	508	166,1	659
28	82,4	50,2	199	50,2	199	100	397	45,1	179	121	480	166,1	659
27	80,6	54,9	218	45,1	179	100	397	51,9	206	144,1	572	166,1	659
26	78,8	58	230	42,1	167	100	397	58	230	108,1	429	166,1	659
25	77,0	62	246	38,1	151	100	397	64	254	101,8	404	166,1	659
24	75,2	66	262	34	135	100	397	72,1	286	94	373	166,1	659
23	73,4	69,1	274	31	123	100	397	77,1	306	89	353	166,1	659
22	71,6	72,1	286	28	111	100	397	82,2	326	83,9	333	166,1	659
21	69,8	75,1	298	24,9	99	100	397	88	349	78,1	310	166,1	659

A NB-10 (1978) dá os valores do calor sensível + latente em função do metabolismo em diversos locais.

2.5-Ganhos de calor devido aos equipamentos-Calor sensível e latente

Nesta modalidade de ganhos de calor se caracterizam os seguintes:

- ganhos devido a motores elétricos;
- ganhos devido a iluminação;
- ganhos devido a equipamentos a gás;
- ganhos devido a tubulações;
- ganhos devido a equipamentos elétricos diversos.

É preciso levar em conta se o equipamento esta sempre funcionando ou se a sua utilização é apenas esporádica.

2.5.1-Ganhos de calor devido a motores elétricos-Calor sensível

Os motores elétricos fornecem calor sensível quando estão em funcionamento. No item 2.3 vimos que o calor adicionado ao ar nos dutos tem que ser removido pelo equipamento de resfriamento. Igualmente, o calor equivalente do motor deve ser removido pelo equipamento de resfriamento. E isto é verdadeiro, quer o motor esteja na sala condicionada, quer na corrente de ar.

Como certamente, os motores não possuem uma eficiência de 100%, para que um certo motor forneça uma potência P , a sua alimentação terá que ser superior a P , digamos P' . Se a eficiência do motor é n , implica que a alimentação P' necessária ao motor será:

$$P' = P/n \quad (57)$$

É evidente que esta energia chega ao motor na forma de eletricidade e será, contudo, eventualmente toda convertida em trabalho.

Na tabela 35 temos o ganho de calor por potência em HP para os motores elétricos, em função dessa potência.

Tabela 35 - Ganho de calor em Watts por HP para motores elétricos [22]

Potência [HP]	Rendimento aproximado[%]	Ganhos de calor [W/HP]
Até 1/4	60	1231
1/2 - 1	70	1055
1 1/2 - 5	80	938
7,5 - 20	85	879
Maior que 20	88	850

Uma maneira simplificada usada no cálculo da carga térmica, é a seguinte:

-motores até 2 HP: multiplicar os HP por 1055 W;

-motores maior que 3 HP: multiplicar os HP por 879 W.

2.5.2-Ganhos de calor devido à iluminação-Calor sensível

O ganho de calor de luminárias com lâmpadas incandescentes pode ser determinado a partir da seguinte equação:

$$q = W \cdot 0,860 \quad (58)$$

q - ganho de calor sensível, kcal/h

W - potência total de todas as luminárias incandescentes existentes no recinto, W.

Quanto ao ganho de calor de luminárias com lâmpadas fluorescente pode-se determinar a partir da equação:

$$q = W \cdot 0,860 \cdot F \quad (59)$$

onde:

W - potência total de todas as luminárias fluorescentes existentes no recinto, W.

F - fator devido ao reator (F = 1,2) [86]

As equações 58 e 59 poderão ser modificadas por um fator de uso, que levam em conta o número de lâmpadas ligadas na hora que se tomou por base para o cálculo; geralmente na hora em que a insolação é máxima muitas lâmpadas podem estar desligadas. O ganho de calor por luminárias é todo calor sensível.

2.5.3-Ganhos de calor devido a equipamentos a gás-Calor sensível e latente

A tabela 36 fornece o calor liberado por equipamentos a gás. Estes podem ser encontrados em locais como cozinhas, laboratórios, restaurantes, cafeterias, etc.

Tabela 36 - Ganho de calor devido aos equipamentos a gás [22]

Aparelho	Máxima Carga Provável		Carga Estimada (Sem Coifa)				Carga Estimada (Com Coifa) Só Sensível	
			Sensível		Latente		BTU/h	kcal/h
	BTU/h	kcal/h	BTU/h	kcal/h	BTU/h	kcal/h		
Máquina de café (por queimador)	5.500	1.386	1.750	441	750	189	500	126
Máquina de café (capac. 12 litros)	5.000	1.260	3.500	882	1.500	378	1.000	252
Máquina de café (capac. 20 litros)	7.500	1.890	5.250	1.323	2.250	567	1.500	378
Aquecedor de alimentos (banho-maria) (por 0,1 m ²)	700	176	560	141	140	35	140	35
Fritadeira (capac. 7 Kg)	15.000	3.780	7.500	1.890	7.500	1.890	3.000	756
Fritadeira (capac. 15 Kg)	32.250	8.127					6.500	1.638
Fogão (por queimador)	5.000	1.260	3.200	806	1.800	453	1.000	252
Torradeira (capac. 360 fatias/h)	6.000	1.512	3.600	907	2.400	604	1.200	302

Para outros aparelhos a gás não especificados, devem ser consultados os dados do fabricante e, na ausência destes, os dados abaixo podem dar uma base para o cálculo.

-O gás natural libera na queima aproximadamente 8.820 kcal/m³.

-O GLP libera na queima aproximadamente 17.641 kcal/m³.

-Um queimador de 50 mm para gás natural usa cerca de 0,3 m³ de gás por hora; um queimador de 100 mm usa cerca de 0,45 m³ por hora.

-O calor total de um equipamento de gás pode ser assumido como sendo metade de calor sensível e metade de calor latente.

2.5.4-Ganhos de calor devido às tubulações-Calor sensível

Em alguns casos raros, provavelmente em instalações industriais, um recinto a ser condicionado pode ser atravessado por tubulações de água quente ou vapor, o que introduz mais um ganho de calor no recinto. O calor sensível adicionado pela tubulação exposta é dado na tabela 37.

Tabela 37 - Carga térmica devido às tubulações quentes em Watts por metro linear(temperatura do recinto: 26°C) [22]

		Água Quente a 82°C			Vapor a 5 PSIG (35,15 kPa)		
Poleg.	mm	Sem Isolamento	Isolamento Com Asbestos 1 Poleg. (K = 0,60)	Fibra de Vidro 1 Poleg. (K = 0,27)	Sem Isolamento	Isolamento Com Asbestos 1 Poleg. (K = 0,60)	Fibra de Vidro 1 Poleg. (K = 0,27)
		1/2	13	53,7	19,2	8,6	89,2
3/4	19	65,3	24,0	11,5	108,5	36,5	17,3
1	25	80,6	27,8	12,5	133,4	41,3	19,2
1 1/4	32	99,8	31,7	14,4	165,1	49,0	22,1
1 1/2	38	112,3	35,5	16,3	187,2	52,8	24,0
2	50	138,2	40,3	18,2	229,4	63,4	28,8
2 1/2	63	165,1	47,0	21,1	273,6	72,0	32,6
3	75	197,8	54,7	25,0	228,3	82,7	37,4
4	100	249,6	66,2	30,7	413,8	103,7	47,0

2.5.5-Ganhos de calor devido a equipamentos elétricos diversos-Calor sensível

O calor adicionado a um recinto condicionado pelos diferentes tipos de equipamentos elétricos está relacionado na tabela 38.

Tabela 38 - Ganhos de calor dos aparelhos elétricos [84]

APARELHO	CAPACIDADE	CARACTERÍSTICAS DE ENTRADA DO FABRICANTE W	ENTRADA MÁX. HORÁRIA PROVAVEL W	TAXA DE GANHO DE CALOR RECOMENDADA W			
				SEM COIFA			COM COIFA SOMENTE -SENSIVEL
				SENSIVEL	LATENTE	TOTAL	
CHALEIRA	1 QUEIMADOR	625	293	226	67	293	100
RECIPIENTE DE CAFÉ	11,4 LITROS	2000	996	747	249	996	293
RECIPIENTE DE CAFÉ	19 LITROS	3000	1404	1128	366	1494	469
AQUECEDOR DE COMIDA, POR M ² DE SUPERFÍCIE		240	1170	940	230	1170	380
FRITEIRA	6,4 kg	5500	2764	820	1934	2754	679
FRITEIRA	9,5	8000	4014	1201	2813	4014	1260
PLACA DE FRITAR POR M ² DE SUPERFÍCIE		2700	13480	8790	4690	13480	4400
TORRADEIRA 260 FATIAS POR HORA	2 FATIAS DE LARGURA	2200	1034	574	510	1084	352
TORRADEIRA DE SALTAR	4 FATIAS	2540	1231	653	577	1231	381
FORNO PARA BOLOS	2 POSICOES	1650	820	492	328	820	264

O ganho de calor de equipamentos elétricos não indicado na tabela, pode ser estimado a partir das características indicadas em sua chapa de identificação. Multiplica-se o número de Watts indicado na chapa de identificação por 0,86, para obter a quantidade de calor adicionada pelo equipamento em kcal/h. Suponha que por exemplo, um equipamento elétrico tenha a indicação de um quilowatt(kW). Então o ganho de calor em kcal/h é o número de quiloWatt vezes 860 (1kW=1000W).

Em certos casos adota-se o fator de uso para a correção do calor adicionado pelo equipamento elétrico.

2.6-Ganhos de calor devido à infiltração-Calor sensível e latente

O ar exterior poderá sempre infiltrar num recinto através de pequenas fendas(frestas) ao redor das portas, janelas ou outras aberturas. Tal penetração adiciona carga térmica sensível ou latente no recinto a ser condicionado.

Para estimar a infiltração pode-se usar dois métodos:

-método da troca de ar;

-método das frestas.

2.6.1-Método da troca de ar

O método da troca de ar é geralmente considerado como um meio de aproximar o cálculo de ganho de calor por infiltração. Reconhece-se que há necessidade de retirar mais calor num recinto se este possuir janelas e/ou portas em dois lados. O método deixa contudo em branco alguns fatores importantes, tais como:

-o tipo de janelas e portas;

-se estas estão bem justas ou frouxas;

-o efeito da velocidade do vento.

As pessoas sentem-se confortáveis de acordo com os "standards" do tempo. A tabela 39 nos fornece as trocas de ar por hora necessária ao condicionamento do recinto.

Tabela 39 - Trocas de ar por hora nos recintos [22]

Janelas Existentes	Trocas por hora
Nenhuma janela ou porta para o exterior	3/4
Janelas ou portas em 1 parede	1
Janelas ou portas em 2 paredes	1 1/2
Janelas ou portas em 3 ou 4 paredes	2
Lojas	2

Trocar ar significa renovar todo o ar contido no recinto por hora. Conhecido o fluxo de ar em m³/h e sabendo-se as temperaturas do ar exterior e do recinto, pode-se usar a equação abaixo, para se obter o calor sensível que entra no recinto.

$$q_s = Q \cdot 0,29 \cdot (T_e - T_i) \quad (60)$$

onde:

Q - fluxo de ar infiltrado em m³/h.

Na realidade não existe qualquer ligação entre infiltração e o volume de uma sala; isto torna impreciso o método da troca de ar, que só é usado para fins de estimativas rápidas, devido principalmente ao fato de pressupor apenas o ganho de calor sensível. O seu uso em trabalhos de condicionamento de ar não é tão exato como o método das frestas.

2.6.2-Método das frestas

A penetração do ar exterior no recinto depende da velocidade do vento e do tipo de janelas e/ou portas. Estudos de laboratório fornecem a quantidade de ar infiltrado no recinto em m³/h por m de fresta, conforme mostra a tabela 40.

Tabela 40 - Infiltração de ar exterior

Ar Pelas Frestas

<i>Tipo de Abertura</i>	<i>Observação</i>	<i>m³/h por Metro de Fresta</i>
Janela		3,0
- comum		3,0
- basculante		6,5
- guilhotina c/ caixilho de madeira	Mal-ajustada	2,0
	Bem-ajustada	4,5
- guilhotina c/ caixilho metálico	Sem vedação	1,8
	Com vedação	13,0
Porta	Mal-ajustada	6,5
	Bem-ajustada	

Ar Pelas Portas

<i>Local</i>	<i>m³/h por Pessoa Presente no Recinto Condicionado</i>	
	<i>Porta Giratoria (1,80 m)</i>	<i>Porta de Vaivém (0,90 m)</i>
Bancos	11	14
Barbearias	7	9
Drogarias e farmácias	10	12
Escritórios de corretagem	9	9
Escritórios privados	-	4
Escritórios em geral	-	7
Lojas de cigarros	32	51
Lojas em geral	12	14
Quartos de hospitais	-	7
Restaurantes	3	4
Salas de chá ou café	7	9

Ar Pelas Portas Abertas

Porta de 90 cm - 1 350 m³/h
 Porta de 180 cm - 2 000 m³/h

Para contrabalançar a infiltração com tomada de ar nos condicionadores:

Porta de 90 cm - 1 750 m³/h
 Porta de 180 cm - 2 450 m³/h

O ar introduzido aumenta a carga térmica de calor sensível e latente. A carga de calor sensível é dada também pela equação 60. O calor latente pode ser determinado pelo uso da equação a seguir:

$$q_l = 583.(UE2 - UE1).PE.Q \quad (61)$$

onde:

UE2 - Umidade absoluta do ar no interior em kg/kg

UE1 - Umidade absoluta do ar na entrada em kg/kg

PE - Peso específico do ar em kg/m³

Q - fluxo de ar infiltrado em m³/h

2.7-Ganhos de calor devido à ventilação-Calor sensível e latente

A carga de ventilação é o calor removido no resfriamento do ar exterior para fins de ventilação.

Como já comentado no item 2.3 o ar insuflado num recinto condicionado retorna ao equipamento de refrigeração, impulsionado pelo ventilador que deve ser dimensionado de modo a vencer todas as perdas de cargas que são oferecidas em todo o circuito de ar. Parte desse ar é perdida pelas frestas, aberturas, exaustores, etc., precisando ser recompletada por ar exterior. Além deste ar que recompleta as perdas, há o ar necessário às pessoas, dado em m³/h, fornecidos pela tabela 41 baseada na NB-10.

Tabela 41 - Ar exterior para ventilação [22]

Local	m ³ /h Pessoa		Porcentagem de Pessoas Fumando
	Preferível	Mínima	
Apartamentos	35	25	Baixa
Bancos	25	17	
Barbearias	25	17	
Bar	35	25	30%
Cassinos -- grill-room	45	35	80%
Escritório-geral	25	17	Baixa
Estúdios	35	25	0
Lojas	48	8	0
Quartos (hospitais)	25	17	Baixa
Quartos (hotéis)	25	17	
Residências	35	25	
Restaurantes	35	25	25%
Salas de diretoria	50	40	100%
Salas de operação (hospitais)	—	—	0
Teatros -- cinemas -- auditórios	13	10	0
Salas de aula	50	40	0
Salas de reunião	35	25	Baixa
Aplicações gerais			
por pessoa (não fumando)	13	8	
por pessoa (fumando)	50	40	

Este ar exterior introduz calor sensível e latente ao ser misturado com o ar de retorno antes de passar pelo evaporador.

O calor sensível devido a ventilação pode ser determinado pela expressão 60. Quanto ao calor latente devido a ventilação, é determinado pela equação 61.

O calor total devido a ventilação será:

$$q = q_s + q_l \quad (62)$$

2.8-Carga térmica total

A carga térmica total de um recinto a ser condicionado é a soma de ganhos de calor por: condução através de paredes, tetos, piso e vidros; pessoas; equipamentos, dutos; insolação; infiltração e ventilação. Temos o somatório de calor sensível e calor latente a ser

retirado(ou introduzido) no recinto para obter as condições de conforto desejadas. Somando ao calor sensível o calor latente, tem-se o calor total.

É comum em cálculo da carga térmica o uso de um fator de segurança, para atender às eventuais penetrações de calor no recinto. Assim, acrescenta-se mais 10% ao calor total.

2.9-Total de ar de insuflamento

Conhecida a carga térmica de calor sensível a ser retirada do recinto e as condições do ar interior e de insuflamento, podemos calcular a quantidade total de ar de insuflamento usando a expressão:

$$Q = qs/[0,29.(T_i - T_e)] \quad (63)$$

onde:

- Q - vazão de ar insuflado em m³/h;
- T_i - temperatura do recinto em °C;
- T_e - temperatura do ar insuflado em °C.

A figura 74 mostra de uma maneira mais pictórica o fluxo de ar insuflado.

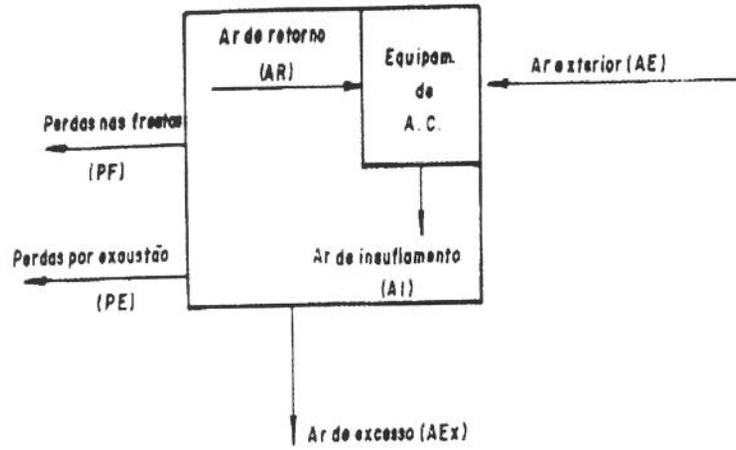


Figura 74 - Distribuição de ar nos recintos condicionados

3-Cálculo da Carga Térmica de uma Instalação Central de Ar Condicionado

3.1-Dados do Local

Local:	LCA/UNICAMP
Pavimento:	Térreo
Latitude:	22°53'
Longitude:	47°04'
Data:	20 de fevereiro
Hora:	16 h

3.2-Características do Verão no Local

	Interior	Exterior
Temperatura de bulbo seco:	25 °C	35 °C
Temperatura de bulbo úmido:		24 °C
Umidade Relativa:	55 %	48 %

3.3-Características da Construção

Telhado:	<input type="checkbox"/> Claro	<input checked="" type="checkbox"/> Médio	<input type="checkbox"/> Escuro
Paredes externas:	<input checked="" type="checkbox"/> Clara	<input type="checkbox"/> Média	<input type="checkbox"/> Escura
Janelas:	<input type="checkbox"/> Com toldo	<input type="checkbox"/> Na sombra	<input checked="" type="checkbox"/> Sem proteção
Planta baixa:	Figura 75		

PLANTA DO LABORATÓRIO
DE COMBUSTÍVEIS
ALTERNATIVOS (L.C.A.)
I.F.G.W. - UNICAMP

UNIDADE: metros

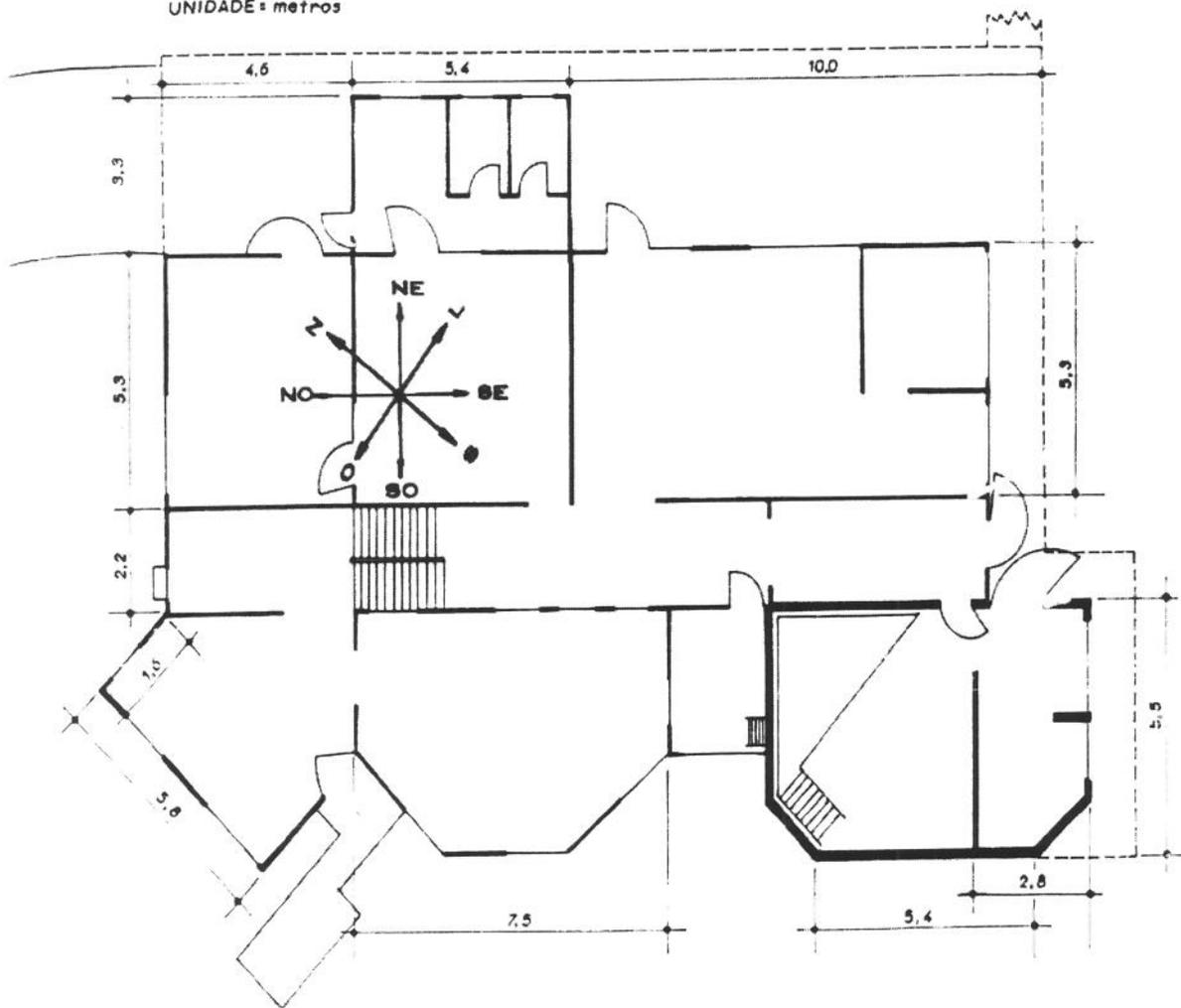


Figura 75 - Planta Baixa do Laboratório de Combustíveis Alternativos da UNICAMP

3.4-Ganhos de Calor por Condução-Calor sensível

Condução	Dimensões [m]	Área [m ²]	U [kcal/h.m ² .°C]	DT [°C]	Calor sensível [kcal/h]
1. Parede externa (total)	81,4x3,0	244,2			
2. Janelas vidro transp.:	10,6x1,5	15,9	5,18	10	823,6
Janelas vidro espelhado:	7,7x3,0	23,1	3,13	10	723,1
Janelas plástico rugoso:	13,5x1,5	20,3	3,13	10	635,4
3. Portas externas ferro:	2,0x2,1	4,2	7,20	10	302,4
Portas externa ^o vidro:	2,2x2,1	4,6	5,18	10	239,3
Portas ext. plást. rugoso:	3,0x3,0	9,0	3,13	10	281,7
4. Parede externa total: (exclue janelas e portas)		167,1	1,00	10	1671,0
5. Teto(considerando telhado com teto de 2,5 cm gesso):		384,0	1,42	10	5452,8
6. Total de condução					10138,3

3.5-Ganhos de Calor por Insolação-Calor Sensível

Insolação	Area [m ²]	Fator Solar [kcal/h.m ²]	U	DT [°C]	Calor sensível [kcal/h]
1. Janelas e Portas					
Norte (plástico rugoso)	1,5	38x0,7			40,0
Sul (vidro espelhado)	1,5	35x0,9			142,0
Leste (não tem)					0,0
Oeste (vidro espelhado)	13,5	448x0,9			5443,0
Nordeste (plást./v. transp.)	15,6	35x0,8			437,0
Noroeste (plástico rugoso)	4,6	331x0,7			1066,0
Sudeste (plást./ v. transp.)	12,1	35x0,8			339,0
Sudoeste (plást./v. espel.)	12,5	269x0,7			2534,0
2. Paredes Excluindo Janelas e Portas					
Norte	5,7		1,00	15,5	88,4
Sul	22,5		1,00	10,0	225,0
Leste					0,0
Oeste	18,6		1,00	21,1	392,5
Nordeste	53,7		1,00	18,5	993,5
Noroeste	32,0		1,00	18,5	592,0
Sudeste	33,8		1,00	15,5	523,9
Sudoeste	20,2		1,00	15,5	313,1
3. Telhado	384,0		1,42	26,6	14504,5
4. Total de insolação					27633,7

3.6-Ganhos de Calor nos Dutos-Calor Sensível

Dutos	Dimensões			Área [m ²]	U	DT	Calor sensível [kcal/h]
	a	b	c				
1. Total nos dutos	60,0	0,40	0,35	42,28	0,73	20	617,3

3.7-Ganhos de Calor Devidos às Pessoas-Calor Sensível e Latente

Pessoas	Nº	Fator sensível	Fator latente	Calor sensível	Calor latente
1. Pessoas sentadas	22	62,0	38,1	1364,0	838,2
2. Pessoas em exercício moderado	0			0,0	0,0
3. Total devido às pessoas [kcal/h]				1364,0	838,2

3.8-Ganhos de Calor Devidos aos Equipamentos-Calor Sensível e Latente

Equipamentos	Potência [W]	Fator de transformação	Calor sensível	Calor latente
1. Luz fluorescente	5000x1,2	0,860	5160,0	0,0
2. Micro-computadores	500x3	0,860	1290,0	0,0
3. Fornos (3 h de uso/dia)	6112x1/8	0,860	675,0	0,0
4. Xerox (8 h / dia)	1905x1/3	0,860	546,0	0,0
5. Total equipam. [kcal/h]			7653,0	0,0

3.9-Ganhos de Calor Devido à Infiltração-Calor Sensível e Latente

Infiltração	Vazão de ar infiltrado [m³/h]	Calor sensível [kcal/h]	Calor Latente [kcal/h]
1. Infiltração por janelas	80,0	232,0	560,0
2. Infiltração por portas	616,0	1786,0	4309,0
3. Total infiltração	696,0	2018,0	4869,0

3.10-Ganhos de Calor Devido à Ventilação-Calor Sensível e Latente

Ventilação	Nº de pessoas	Ar exterior por pessoa	Calor sensível [kcal/h]	Calor latente [kcal/h]
1. Total ventilação	22	20 m³/h	1276,0	3078,0

3.11-Totalização da Carga Térmica

Item	Discriminação	Calor sensível [kcal/h]	Calor latente [kcal/h]
3.4.6	Condução	10138,3	0,0
3.5.4	Insolação	27633,7	0,0
3.6.1	Dutos	617,3	0,0
3.7.3	Pessoas	1364,0	838,2
3.8.5	Equipamentos	7653,0	0,0
3.9.3	Infiltração	2018,0	4869,0
3.10.1	Ventilação	1276,0	3078,0
3.11.1	Total sensível	50700,3	-
3.11.2	Total latente	-	8785,2
3.11.3	Subtotal geral [kcal/h]	59485,5	
3.11.4	Segurança de 10 %	5948,6	
3.11.5	Total geral [kcal/h]	65434,1	
3.11.6	Total geral [kW]	76,0	
3.11.7	Total geral [TR]	21,6	