

UNESP
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

IMPACTOS DA SUBSTITUIÇÃO DE
EQUIPAMENTOS NA CONSERVAÇÃO DE
ENERGIA

Guaratinguetá
1999



1110000416



***"Impactos da Substituição
de Equipamentos na
Conservação de Energia"***

RUBENS ALVES DIAS

107

CARO LEITOR NÃO
RISQUE O LIVRO

IMPACTOS DA SUBSTITUIÇÃO DE EQUIPAMENTOS NA CONSERVAÇÃO
DE ENERGIA

RUBENS ALVES DIAS

Dissertação apresentada à Faculdade de
Engenharia de Guaratinguetá da
Universidade Estadual Paulista, para a
obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica.

416

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

Guaratinguetá

1999



Ficha catalográfica preparada na Seção de Aquisição e Tratamento da Informação da
Biblioteca – FEG/UNESP

D541i Dias, Rubens Alves
 Impactos da substituição de equipamentos na conservação de energia/
Rubens Alves Dias. Guaratinguetá, 1999
 94f.: il.; 30cm

 Bibliografia: f.89-93
 Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade
de Engenharia de Guaratinguetá, 1999.
 Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

 1. Conservação de energia I. Título

CDU 620.9

UNESP UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Campus de Guaratinguetá

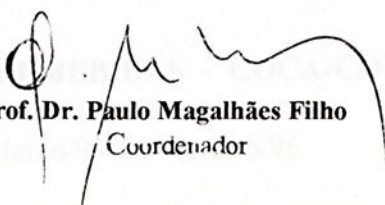
**"IMPACTOS DA SUBSTITUIÇÃO DE EQUIPAMENTOS
NA CONSERVAÇÃO DE ENERGIA"**

RUBENS ALVES DIAS

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

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

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


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


Prof. Dr. JOÃO ANDRADE DE CARVALHO JÚNIOR
Unesp-Feg


Prof. Dr. JOSÉ TOMAZ VIEIRA PEREIRA
UNICAMP

Agosto 1999



DADOS CURRICULARES

RUBENS ALVES DIAS

Formação

1988 – 1992 UNESP - CAMPUS DE GUARATINGUETÁ
Curso: ENGENHARIA ELÉTRICA

1983 – 1986 E.T.E.S.G. “GUARACY SILVEIRA”
Curso: TÉCNICO EM ELETRÔNICA

Atividades Profissionais

SPAIPA S.A. INDÚSTRIA BRASILEIRA DE BEBIDAS - COCA-COLA
SUPERVISOR INDUSTRIAL – Fevereiro/96 a Março/97
COORDENADOR DE MANUTENÇÃO – Março/94 a Fevereiro/96

SINC DO BRASIL LTDA.
ENGENHEIRO DE MANUTENÇÃO – Maio/93 a Dezembro/93



ao meu filho Matheus, que é minha fonte inspiração e
coragem, à minha esposa Cláudia, e a todas as pessoas
que acreditaram em mim, apoiando-me em todos os
momentos.



AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, pela Sua presença em todos os momentos da minha vida, concedendo-me paciência, tranquilidade e confiança,

ao meu orientador, Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri, o qual posso chamar de amigo,

aos meus pais Rubens e Terezinha, que apesar da distância, sempre estiveram ao meu lado,

à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo - FAPESP, pelo seu apoio ao desenvolvimento científico,

à Cooperativa Central de Laticínios do Estado de São Paulo, em particular na pessoa do engenheiro César Henrique Sampaio, pela disponibilização das informações necessárias,

à MM Comércio e Indústria de Alimento, que sempre esteve de portas abertas,

à Companhia Fluminense de Refrigerantes, que apesar das dificuldades, serviu de exemplo da realidade por que passa esse segmento industrial,

à Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá e todos os seus colaboradores, pois o ensino significa a liberdade de uma nação.



Este trabalho contou com o apoio das seguintes entidades:

- Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo – FAPESP, através do processo nº 97/11352-0;
- Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – CAPES.



“Evite o mal e pratique o bem, e você terá uma casa
para sempre, porque Javé ama o direito e jamais
abandona seus fiéis.”

Salmo 37



SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

Resumo

Abstract

1 A CONSERVAÇÃO DE ENERGIA	18
1.1 Aspectos históricos	18
1.2 Conceitos	19
1.3 A indústria de alimentos e bebidas	22
2 PERFIL ENERGÉTICO DO SETOR DE ALIMENTOS E BEBIDAS	24
2.1 Introdução	24
2.2 O consumo de energia na indústria	24
2.3 O setor de alimentos e bebidas e sua matriz energética	26
3 ELEMENTOS DE ANÁLISE TÉCNICA E ECONÔMICA	31
3.1 Introdução	31
3.2 Análise termodinâmica	32
3.2.1 Primeira Lei da Termodinâmica	32
3.2.2 Segunda Lei da Termodinâmica	36
3.3 Análise de máquinas elétricas – motor de indução trifásico	41
3.4 Análise econômica	43
4 ESTUDO DE CASOS – ANÁLISE TÉCNICA	46
4.1 Introdução	46
4.2 Indústria de massas (Pastificio)	46
4.2.1 Análise técnica	46
4.3 Laticínio	57
4.3.1 Gerador de vapor	58
4.3.2 Compressores frigoríficos	61
4.4 Indústria de Bebidas	71
4.4.1 Análise técnica	71

5 ESTUDO DE CASOS – PROPOSTA E ANÁLISE ECONÔMICA	73
5.1 Introdução	73
5.2 Geração de calor	73
5.2.1 Pastifício	74
5.2.2 Laticínio	75
5.3 Compressores frigoríficos	76
5.3.1 Laticínio	77
5.3.2 Indústria de Bebidas	81
6 CONCLUSÃO	85
REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA	89
GLOSSÁRIO	

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1	- Consumo industrial por setores no Brasil	25
FIGURA 2.2	- Consumo industrial por setores no Estado de São Paulo	26
FIGURA 2.3	- Consumo dos tipos de energia dentro do Setor de Alimentos e Bebidas no Brasil	28
FIGURA 2.4	- Consumo dos tipos de energia dentro do Setor de Alimentos e Bebidas no Estado de São Paulo	28
FIGURA 3.1	- Volume de controle aplicado a um determinado processo	32
FIGURA 3.2	- Desenho esquemático de um cilindro	34
FIGURA 3.3	- Volume de controle aplicado sobre todo o gerador de vapor ...	38
FIGURA 3.4	- Volume de controle aplicado sobre o evaporador	39
FIGURA 3.5	- Desenho esquemático de um compressor	39
FIGURA 3.6	- Curvas características em função da potência para um motor de indução trifásico de 100 cv	42
FIGURA 3.7	- Fluxo de caixa a partir de um investimento e composto por um conjunto de receitas e despesas ao longo do tempo.....	44
FIGURA 3.8	- Comportamento de dois investimentos mediante a variação da taxa de juros	45
FIGURA 4.1	- Desenho simplificado da unidade geradora de água quente do Pastificio	47
FIGURA 4.2	- Volume de controle para a análise da caldeira	51
FIGURA 4.3	- Volume de controle alterado para englobar somente o fluxo de água	55
FIGURA 4.4	- Desenho simplificado da unidade geradora de vapor do Laticínio	57
FIGURA 4.5	- Compressor e a localização dos termômetros	63
FIGURA 5.1	- Fluxo de caixa para a análise de investimento nos controladores para o Laticínio	79

LISTA DE TABELAS

TABELA 4.1	- Valores medidos na caldeira do Pastificio	48
TABELA 4.2	- Valores da entalpia obtidos na caldeira do Pastificio	49
TABELA 4.3	- Composição química média da lenha	49
TABELA 4.4	- Valores de entalpia e entropia na entrada e saída do volume de controle para o fluido de trabalho	51
TABELA 4.5	- Variação da irreversibilidade para a caldeira do Pastificio	56
TABELA 4.6	- Composição do óleo combustível 1 A	58
TABELA 4.7	- Dados coletados em campo e obtidos em tabelas de vapor d'água para o gerador de vapor do Lacticínio	59
TABELA 4.8	- Avaliação termodinâmica do gerador de vapor do Lacticínio pela Primeira Lei	59
TABELA 4.9	- Avaliação termodinâmica do gerador de vapor do Lacticínio pela Segunda Lei	59
TABELA 4.10	- Variação da irreversibilidade para o gerador de vapor do Lacticínio	60
TABELA 4.11	- Leitura dos termômetros instalados nos compressores do Lacticínio	63
TABELA 4.12	- Grandezas elétricas medidas no motor	64
TABELA 4.13	- Grandezas termodinâmicas medidas e consultadas	65
TABELA 4.14	- Avaliação da vazão e do calor rejeitado no compressor	68
TABELA 4.15	- Irreversibilidades e eficiências exergeticas para um compressor	69
TABELA 4.16	- Valores consolidados para os compressores frigoríficos do Lacticínio	70
TABELA 4.17	- Grandezas termodinâmicas medidas e consultadas para a Indústria de Bebidas	71
TABELA 4.18	- Valores consolidados para os compressores frigoríficos da Indústria de Bebidas	72
TABELA 5.1	- Custo operacional anual médio para o gerador de água quente do Pastificio	74

TABELA 5.2	- Investimentos e custos para a troca do energético para a caldeira do Pastificio	74
TABELA 5.3	- Avaliação operacional do gerador de vapor do Lacticínio ...	75
TABELA 5.4	- Investimentos e custos para a troca do energético para o gerador de vapor do Lacticínio	75
TABELA 5.5	- Investimento em equipamentos para a supervisão e controle dos compressores do Lacticínio	78
TABELA 5.6	- Economia anual na energia elétrica para o Lacticínio	78
TABELA 5.7	- Tabela consolidada para os valores presentes líquidos	79
TABELA 5.8	- Simulação para a taxa interna de retorno	81
TABELA 5.9	- Valores consolidados para os compressores frigoríficos da Indústria de Bebidas na condição proposta	82
TABELA 5.10	- Investimento em equipamentos para supervisão e controle dos compressores da Indústria de Bebidas	82
TABELA 5.11	- Economia anual na energia elétrica para a Indústria de Bebidas	83

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

a.a.	- ao ano
a.m.	- ao mês
FPS	- horário fora da ponta no período seco
FPU	- horário fora da ponta no período úmido
PS	- horário de ponta no período seco
PU	- horário de ponta no período úmido

Subscritos:

b	- fronteira
COMB	- combustível
COMP	- compressor
e	- entrada
el	- elétrico
ge	- gases de exaustão
GV	- gerador de vapor
iso	- isoentrópico
j	- indexação, sendo $j = 1, 2, 3, \dots$
mec	- mecânico
s	- saída
VC	- volume de controle
0	- condição ambiente ou de referência (25 °C e 101 kPa)

LISTA DE SÍMBOLOS

a	exergia específica	J/kg
A	exergia	J
c	porcentagem do volume morto, ou de folga, em relação ao volume de um cilindro	$[-]$
C	valor do investimento	$R\$$
$\cos \varphi$	fator de potência	$[1]$
c_p	calor específico a pressão constante	$J/kg \ K$
$\bar{c}_p$	calor específico a pressão constante	$J/mol \ K$
c_v	calor específico a volume constante	$J/kg \ K$
E	energia	J
F	receitas e despesas ao longo do tempo, subdividido em períodos de capitalização; fluxo de caixa	$R\$$
g	aceleração da gravidade	m/s^2
h	entalpia específica	J/kg
i	taxa de juros por períodos de capitalização	$[-]$
I	intensidade de corrente elétrica	A
$\dot{I}$	irreversibilidade por unidade de tempo	W
k	razão de calores específicos	$[-]$
L	comprimento; deslocamento	m
m	massa	kg
$\dot{m}$	vazão em massa	kg/s
n	expoente do processo politrópico	$[-]$
N	rotação; frequência	$1/s$
p	pressão	Pa
P	potência	W
PCI	poder calorífico inferior	J/kg
$\dot{Q}$	fluxo de calor por unidade de tempo	W
r	número de períodos de capitalização	ano
s	entropia específica	$J/kg \ K$
t	tempo	s

T	temperatura	K
U	voltagem; tensão elétrica; diferença de potencial	V
v	velocidade	m/s
V	volume	m^3
$\dot{V}$	vazão em volume	m^3/s
VPL	valor presente líquido	$R\$$
$\dot{W}$	trabalho por unidade de tempo; potência	W
z	altura; diferença entre cotas	m

Letras gregas

ε (épsilon)	rendimento	$[-]$
η (eta)	rendimento	$[-]$
ρ (ro)	massa específica	kg/m^3
σ (sigma)	entropia gerada	$J/kg\ K$

DIAS, R. A. *Impactos da substituição de equipamentos na conservação de energia.* Guaratinguetá, 1999. 94p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

RESUMO

Devido às limitações das reservas energéticas, torna-se estratégica a utilização racional da energia. Nesse ponto, a Conservação de Energia proporciona um conjunto de ações ordenadas que visam atingir desde o aumento da eficiência dos sistemas até a modificação de certos aspectos comportamentais da sociedade. Esta dissertação tem por objetivo fornecer os elementos analíticos de interesse presentes na Termodinâmica através da Primeira e Segunda Lei, nas quais as análises assumem os caracteres quantitativo e qualitativo, respectivamente, associada aos conceitos de Máquinas Elétricas para a avaliação dos circuitos e equipamentos envolvidos. Dos dados obtidos, como a temperatura e pressão, serão obtidas outras propriedades, como a entalpia e a entropia, que juntamente com outras grandezas físicas, participarão nos balanços energéticos e exergéticos. A partir destas análises, avaliar-se-ão as condições atuais dos equipamentos envolvidos, e utilizando-se dos mesmos conceitos, serão verificados os equipamentos e acessórios disponíveis no mercado, detentores de tecnologias mais recentes. Uma vez os resultados confrontados tecnicamente, e caso surgindo mais de uma opção, a seleção será baseada nos conceitos da engenharia econômica, com os quais serão verificadas as remunerações de cada investimento, considerando-se as taxas de juros, custos e prazos.

PALAVRAS-CHAVE: Conservação de energia, uso racional de energia, tecnologias para geração de energia, melhoria de desempenho energético



DIAS, R. A. *Impacts of substitution of equipment in energy conservation.* Guaratinguetá, 1999. 94p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

ABSTRACT

Due to limitation of energetic supply, the rational use of energy becomes strategic. In this point, the Energy Conservation shows a group of arranged actions that aim at attaining from the best efficiency of systems to the modification of determined behavior aspects of society. This dissertation has the objective of providing the analytic elements of concern present in Thermodynamic through the First and Second Law, in which the analysis takes on the quantitative and qualitative aspects, respectively, associated with concepts of Electrical Machines to the study of circuits and devices involved. With the information obtained, such as temperature and pressure, other properties will be obtained, like enthalpy and entropy, that together with other physical parameters, will participate in energetic and exergetic balance. From these analyses, the present conditions of equipment involved will be evaluated, and using the same concepts, it will be verified the equipment and available accessories in the market, possessing recent technology. Once the results are technically compared, appearing more than one option, the selection will be based on concepts of economic engineering; the remuneration of each investment will be verified, taking into account the interest rates, costs and pay back.

KEYWORDS: Energy conservation, rational use of energy, energy generation technologies, energy performance improvement

CAPÍTULO 1

A CONSERVAÇÃO DE ENERGIA

1.1. Aspectos Históricos

A questão energética atualmente tem sido alvo de vários debates, principalmente no que diz respeito sobre como aproveitar eficientemente os recursos energéticos disponíveis, sejam eles renováveis ou não-renováveis.

Um dos motivos do sucesso da Humanidade foi a sua capacidade de usufruir e transformar as várias formas de energia, conforme a sua necessidade. Seja para a realização de trabalho ou para o conforto, a energia de certa forma está sempre presente.

Historicamente existem fatos que tornam a sociedade cada vez mais dependente das transformações energéticas, como por exemplo a Revolução Industrial no século XVIII, com o advento da máquina a vapor. Pode-se citar também a difusão do uso do petróleo como energético a partir do século XIX, juntamente com a invenção dos primeiros motores a combustão, sendo estes de grande impacto no início do século XX.

Os primeiros equipamentos desenvolvidos possuíam o compromisso de atender aos aumentos de produtividade e de produção no início da Era Moderna. Mas ainda o domínio da tecnologia na qual esses estavam fundamentados não era completo e portanto operavam com baixas eficiências. Reputa-se a Carnot a iniciativa de analisar o comportamento das primeiras máquinas térmicas, que através de sua observação, lançou as bases da Termodinâmica. Seu trabalho mostrou que os processos possuem um caminho natural e que esses são impossibilitados de realizar o caminho inverso a partir das mesmas quantidades de energia envolvidas no processo inicial; tal comportamento está ligado ao que se chama de irreversibilidade. Ou seja, as máquinas, em geral, apesar de atenderem aos objetivos para os quais foram projetadas, apresentam uma parcela da energia envolvida que é completamente perdida, e a Termodinâmica fornece em seu conjunto um ferramental que possibilita



a análise de tais sistemas, permitindo a identificação de tais perdas e conseqüentemente orientando na sua redução.

A Conservação de Energia alcançou destaque no mundo contemporâneo na década de 1970, quando da ocorrência das crises do petróleo em 1973 e 1979; na oportunidade, muito se discutiu sobre a necessidade de se reduzir o consumo mundial de combustíveis fósseis, em primeira instância, e das demais formas de energia, num segundo momento. Com a Guerra do Golfo, em 1991, num novo momento favorável à discussão desse tema, observou-se que o jogo de guerra eletrônico ocupou maiores espaços do que a própria questão central do problema, a posse estratégica de uma região com grandes reservas petrolíferas.

Se por um lado tomou-se consciência quanto à finitude das reservas combustíveis de origem fóssil e da necessidade premente de reduzir sua indiscriminada exaustão e/ou descobrir novas fontes de energia, por outro lado veio à tona de forma mais intensa as questões da preservação ambiental e da qualidade de vida. Tais aspectos passaram a dominar a ordem do dia nas décadas seguintes à ocorrência dos dois choques, notadamente pela estabilidade que o mundo passou a viver no tocante ao abastecimento e preço dos combustíveis fósseis.

Ao considerar as primeiras máquinas e verificar as que operam nos dias de hoje, a evolução tecnológica é surpreendente, o que torna necessário o emprego de metodologias de análise cada vez mais refinadas visando orientar as intervenções sobre os sistemas.

1.2. Conceitos

O conceito restrito da Conservação de Energia, desenvolvido no período de maior crise, ficou marcado pela prática da eliminação de desperdícios - alguns flagrantes e inconcebíveis, outros menos perceptíveis - e vigorou nos anos que se seguiram ao primeiro choque do petróleo. No entanto, paulatinamente foi-se atribuindo à Conservação de Energia elementos outros que tornaram seu conceito e área de atuação mais abrangentes.

O conceito amplo da Conservação de Energia (La Rovere, 1985) consiste no melhor uso da energia, buscando um uso mais racional porém mantendo-se a padrão de qualidade de vida, isto é, procurando não impedir o bem-estar dos usuários tal como se verificou no conceito anterior. Dessa forma, foram elencados em ordem de prioridade alguns níveis de intervenção pelos quais a Conservação de Energia deve necessariamente ser analisada:

Primeiro nível - Eliminação de desperdícios:

Em termos de eliminação de desperdícios, deve-se considerar que a grande contribuição ocorreu no momento seguinte à crise da década de 1970, notadamente por parte de órgãos estatais responsáveis pela concessão de diferentes formas de energia; são dignos de nota os trabalhos desenvolvidos pelo extinto Conselho Nacional de Petróleo – CNP (CNP, s.d.) e os manuais de conservação de energia publicados no país (Agência para Aplicação de Energia, 1986) e no exterior (Centro de Estudios de La Energia, 1980).

Segundo nível - Aumento da eficiência das unidades consumidoras de energia:

Uma vez eliminadas as situações mais gritantes que apresentam desperdício de energia, a próxima etapa consiste em buscar-se dotar as unidades consumidoras de energia de maiores eficiências; nesse nível concorrem a pesquisa de novas formas de produção, com novos equipamentos/processos mais eficientes na conversão da energia, as técnicas de gestão de cargas, tal como o reescalonamento de etapas do processo, e também a arquitetura bioclimática; os trabalhos de Björk (1989) e Probert *et al.* (1989), ilustram a variedade de técnicas disponíveis nesse nível de intervenção.

Terceiro nível - Aumento da eficiência das unidades geradoras de energia:

Nesse nível concorrem as tecnologias que permitem um ganho de eficiência na geração da energia; concorrem para tanto, entre outras, a prática da cogeração e os novos desenvolvimentos tecnológicos voltados à produtividade de conversão energética que têm permitido, entre outras coisas, reduções no consumo de energia primária e menores emissões de poluentes na atmosfera. Para um melhor entendimento, a cogeração corresponde à produção simultânea de diferentes formas



de energia útil, como as energias eletromecânica e térmica, para suprir as necessidades de uma unidade de processo, a partir de uma mesma fonte energética primária (Balestieri, 1997).

Quarto nível - Reaproveitamento dos recursos naturais:

O nível de intervenção relativo ao reaproveitamento de recursos naturais já faz parte das prioridades eleitas pela nova ordem mundial; assim é que muitos produtos já são projetados de tal modo que suas partes possam ser recicladas, ao fim da vida útil ou após consumo do conteúdo. No entanto, algumas questões ainda se encontram pendentes, como a questão dos resíduos sólidos municipais, sua deposição e os problemas dela decorrentes (Holanda, 1998).

Quinto nível - Rediscussão das relações centro/periferia:

Em termos energéticos, esse nível de intervenção assume grande relevância nesse final de século particularmente como resultado de políticas econômicas que priorizaram a solução imediata dos problemas, sem grandes preocupações com os problemas de longo prazo, em termos globais ou locais; nesse último aspecto está, por exemplo, o caso das grandes cidades, que enfrentam longos engarrafamentos por veículos automotores com níveis baixíssimos de ocupação ao lado de frotas de ônibus mal conservadas, com poucas linhas de trens metropolitanos (quando os há).

Sexto nível - Mudança dos padrões éticos e estéticos:

Nesse item consideram-se publicações que digam respeito a questões relativas ao foro íntimo dos indivíduos como, por exemplo, deixar de utilizar o veículo de passeio para deslocamentos a lugares em que há linhas coletivas regulares ou preferir banhar-se em outros horários que não os da ponta do sistema elétrico, bem como meios de se buscar a modificação de comportamentos existentes.

Cabe aqui assinalar que o permeio desses níveis de intervenção depende fundamentalmente do Estilo de Desenvolvimento adotado pelos países e que isso passa a ser tão mais relevante à medida em que se consideram a globalização e os novos conceitos de liberalismo econômico.



Cada uma dessas etapas abriga uma série de alternativas técnicas que, apesar de claramente utilizáveis, não têm sido amplamente empregadas nos diversos setores da sociedade, quer seja por desinformação, quer seja pela falta de elementos que possibilitem uma análise técnica e econômica criteriosa.

1.3. Objetivos do trabalho e apresentação dos capítulos

O Setor de Alimentos e Bebidas ocupou em 1996, no Estado de São Paulo, o primeiro lugar em termos de consumo de energia (BEESP, 1997), portanto tornando-se um local de interesse para a aplicação da conservação de energia.

Apesar da presença de empresas que contam com uma estrutura administrativa profissional, este setor ainda é representado por um número considerável de pequenas e médias empresas que possuem uma organização familiar. Observa-se, em média, que as empresas com estrutura profissional demonstram uma maior preocupação com os aspectos ligados ao gerenciamento energético e ambiental; logicamente, isso deve-se a uma maior consciência quanto aos custos envolvidos e suas implicações legais. As demais empresas oscilam entre a existência da preocupação e de uma ação efetiva no que diz respeito aos aspectos já mencionados e o total descaso com estes.

O entendimento da conservação de energia dentro desse setor produtivo necessita de outros meios para se fazer compreendida. O que se constata na prática é a necessidade de determinados profissionais quebrarem os paradigmas e buscarem as bases do conhecimento dentro dos sistemas a que pertencem, cabendo também aos responsáveis pelo fornecimento dos conceitos irem ao encontro das necessidades dos primeiros.

A partir dessa constatação, procurou-se neste trabalho disponibilizar as informações necessárias para a avaliação técnica e econômica dos equipamentos destinados à geração de calor (caldeiras e geradores de vapor) e das máquinas frigoríficas (compressores do tipo alternativo), portanto, enquadrando-se no terceiro nível de intervenção.



Dessa forma, no capítulo 2 apresenta-se uma visão agregada do Setor de Alimentos e Bebidas, em termos nacional e estadual, ressaltando-se os aspectos energéticos comparativamente com outros setores e considerando-se, particularmente, a participação dos tipos de energéticos dentro do setor em questão.

Para que a análise desenvolvida junto às três empresas que cederam informações para o estudo de caso, apresentados em seus aspectos técnicos no capítulo 4 e em seus aspectos econômicos no capítulo 5, são apresentados os fundamentos da metodologia empregada no capítulo 3, principalmente pela definição do conceito de exergia e eficiência exergetica.

No capítulo 6 estão presentes as conclusões e comentários provenientes dos resultados obtidos nos dois capítulos anteriores.



CAPÍTULO 2

PERFIL ENERGÉTICO DO SETOR DE ALIMENTOS E BEBIDAS

2.1. Introdução

Dentro deste capítulo serão apresentados alguns conceitos referentes à matriz energética e como se encontra a participação do Setor Industrial no que diz respeito ao consumo de energia, estando este subdividido nos principais tipos de indústrias que o constitui no contexto nacional, e particularmente no Estado de São Paulo. Nesse ponto será destacado o Setor de Alimentos e Bebidas, juntamente com os principais energéticos que estão presentes nos processos de fabricação.

2.2. O consumo da energia na indústria

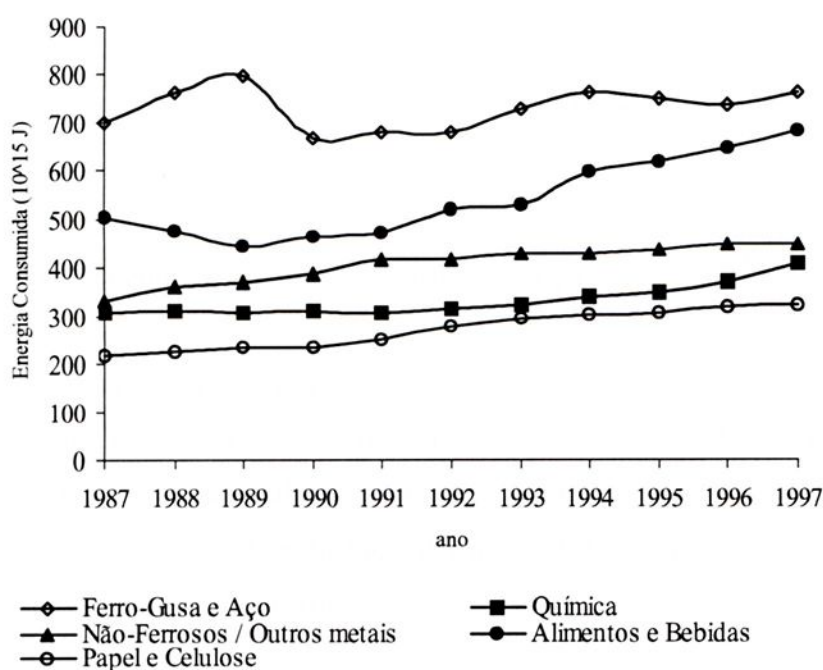
Por energia útil entende-se a energia de que dispõe o consumidor depois da última conversão feita nos seus próprios equipamentos. Trata-se da energia final diminuída das perdas ocorridas na sua conversão. A identificação dessa energia útil permite visualizar quais setores econômicos são energeticamente menos eficientes e quais são as formas de energia que são utilizadas com maior eficiência, permitindo, assim, a implementação de programas de substituição e conservação de energia. No Setor Industrial, inserido neste conceito, o rendimento médio passou de 61%, em 1983, para 67%, em 1993, sendo quatro pontos percentuais devido à melhoria dos equipamentos e dois pontos relacionados às alterações estruturais do consumo. Contribuíram para esses ganhos, por exemplo, a instalação de unidades industriais mais eficientes que as existentes (BEN, 1998).

O Setor Industrial do Estado de São Paulo respondeu por aproximadamente 31% do consumo global do país em 1996. Nesse cenário merece destaque o consumo da biomassa, alavancado pelo uso do bagaço no Setor Sucroalcooleiro (BEESP, 1997).



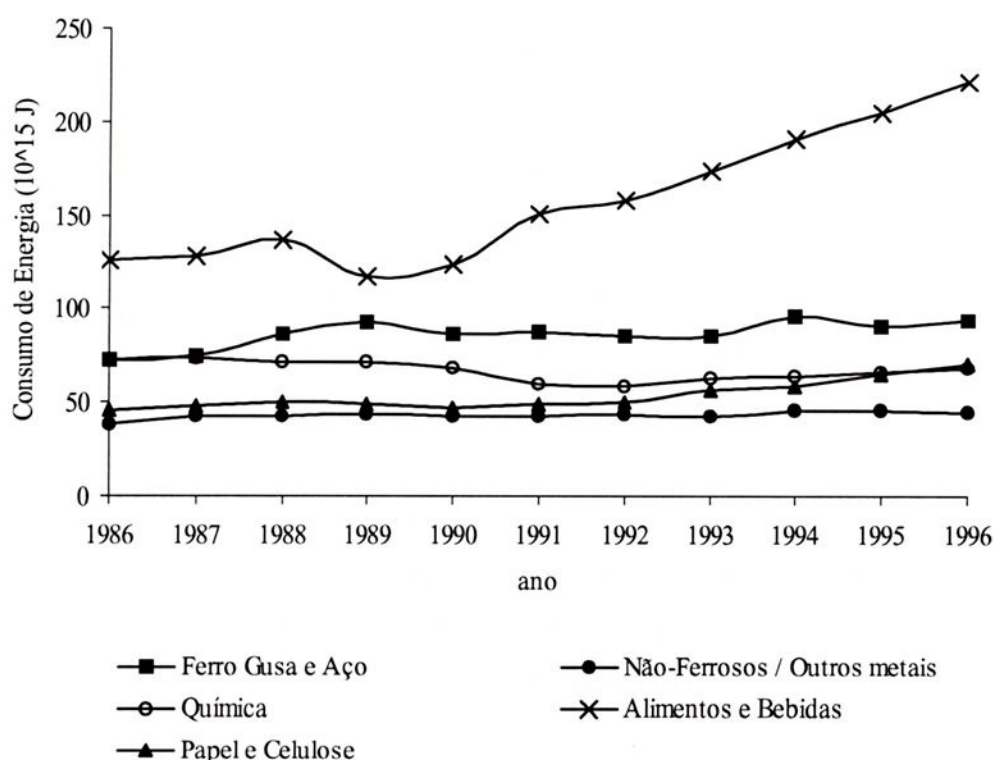
As Figuras 2.1 e 2.2 mostram os principais consumidores pertencentes ao Setor Industrial no Brasil e no Estado de São Paulo, respectivamente. Aqui cabe salientar que existem algumas diferenças entre os balanços nacional e estadual quanto ao tratamento das informações, como por exemplo, o primeiro utiliza nos cálculos de conversão o poder calorífico superior e o segundo o poder calorífico inferior; dessa forma, deve-se tomar os devidos cuidados ao comparar as figuras mencionadas no início do parágrafo.

Da análise desses gráficos, observa-se a significativa participação do Setor de Alimentos e Bebidas dentro do Setor Industrial, ocupando posição de destaque especialmente na economia paulista.



Fonte: BEN, 1998

FIGURA 2.1 - Consumo industrial por setores no Brasil



Fonte: BEESP, 1997

FIGURA 2.2 - Consumo industrial por setores no Estado de São Paulo

2.3. O setor de alimentos e bebidas e sua matriz energética

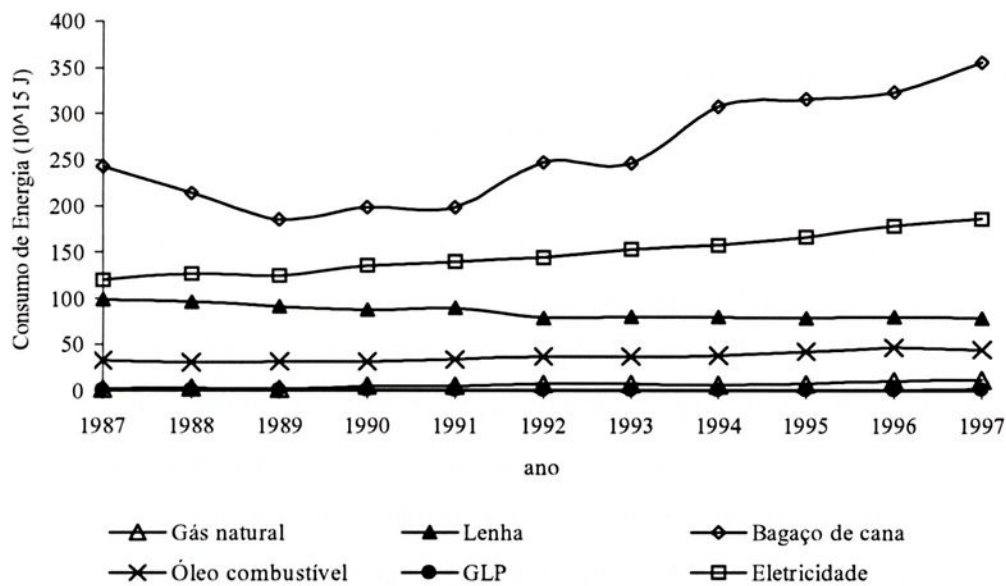
A classificação de consumo setorial praticado pelos presentes balanços de energia nacional e estadual segue o Código de Atividades da Receita Federal (portarias Nº 907, de 28 ago. 1989, e Nº 962, de 29 dez. 1987 – Diário Oficial da União de 31 dez. 1987), sendo aplicado particularmente para o Setor de Alimentos e Bebidas conforme a relação a seguir:

- Indústria de produtos alimentares

- beneficiamento, moagem, torrefação, e fabricação de produtos alimentares de origem vegetal;
- fabricação e refinação de açúcar;
- fabricação de derivados do beneficiamento do cacau, balas, caramelos, pastilhas, *drops* e gomas de mascar;

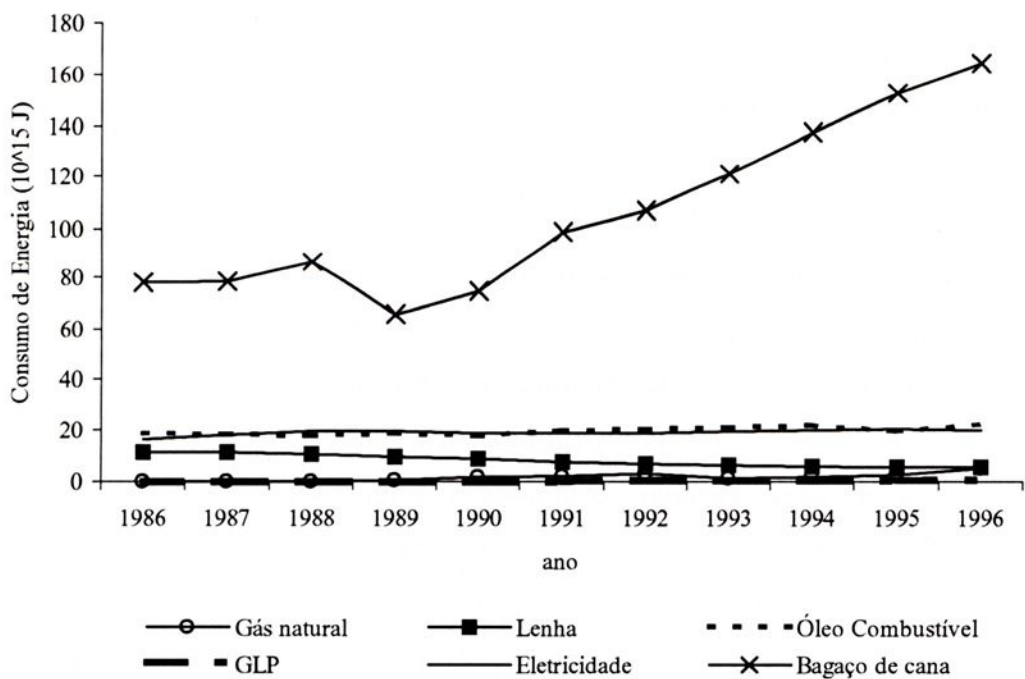
- preparação de alimentos e produção de conservas e doces;
 - preparação de especiarias, de condimentos, de sal, fabricação de óleos vegetais e vinagres;
 - abates de animais em matadouros, frigoríficos e preparação de conservas de carne;
 - preparação de pescado e fabricação de conservas do pescado;
 - resfriamento, preparação e fabricação dos produtos do leite;
 - fabricação de massas, pós-alimentícios, pães, bolos, biscoitos e tortas;
 - fabricação de produtos alimentares diversos.
- Indústria de bebidas
 - fabricação e engarrafamento de vinhos;
 - fabricação e engarrafamento de aguardentes, licores e outras bebidas alcoólicas;
 - fabricação e engarrafamento de cervejas, chopes e malte;
 - fabricação e engarrafamento de bebidas não-alcoólicas.

Uma vez identificadas as indústrias que compõem o setor em questão, serão apresentadas as Figuras 2.3 e 2.4, que mostram a participação dos principais energéticos consumidos por estas. Novamente é necessário tomar os devidos cuidados quanto a uma análise comparativa, em virtude do que já foi exposto no item 2.2; cabe também observar que o fator de conversão de energia elétrica, para um país onde a geração elétrica é essencialmente hidráulica como no Brasil, pode-se induzir a uma apreciação equivocada do papel da eletricidade, quando comparada com outros energéticos. Nesse caso, 1 kWh de eletricidade corresponderia à quantidade de calor necessária para produzi-la (13092 kJ), e não ao seu equivalente calórico (3600 kJ) (BEESP, 1997). Além disso, o fator de equivalência adotado pelo BEN (1998) para a tEP (tonelada equivalente de petróleo, unidade de energia utilizada pelo BEN, sendo 1 tEP = 45562 MJ) foi determinado com uma eficiência de apenas 27,5% na transformação petróleo/energia elétrica, quando a média mundial encontra-se em torno de 35 a 40% (BEESP, 1997).



Fonte: BEN, 1998

FIGURA 2.3 - Consumo dos tipos de energia dentro do Setor de Alimentos e Bebidas no Brasil



Fonte: BEESP, 1997

FIGURA 2.4 - Consumo dos tipos de energia dentro do Setor de Alimentos e Bebidas no Estado de São Paulo

Observa-se uma grande participação do bagaço de cana, novamente tanto em nível federal quanto estadual, seguido pela eletricidade. O óleo combustível, no Estado de São Paulo, apresenta uma participação energética muito próxima daquela alcançada pela eletricidade, seguida da lenha e dos demais energéticos.

O consumo energético dentro das indústrias de alimentos, a partir dos equipamentos geradores de energia térmica, normalmente distribui-se entre os processos de obtenção de calor e a operação dos sistemas de refrigeração. Na produção de calor, a análise para virtuais substituições deve concentrar-se sobre os equipamentos ligados aos processos de geração e consumo de calor. Observa-se que tais equipamentos normalmente operam em temperaturas inferiores a 200 °C. É oportuno lembrar que as caldeiras que utilizam o bagaço de cana, lenha e óleo combustível, dentro deste universo, podem concentrar 64,7% do consumo global do setor (Fernandes Filho, 1988). Nos sistemas de refrigeração, o consumo de energia reflete-se diretamente sobre a eletricidade em resposta ao funcionamento do conjunto motor elétrico e compressor, que por sua vez dependem de suas características técnicas e operacionais bem como as do próprio sistema, conferindo-lhes uma faixa de rendimento na qual podem oscilar do aceitável ao crítico.

As indústrias de alimentos e bebidas revelam uma certa dependência das inovações e do progresso técnico desenvolvidos em outros ramos da economia, destacando-se a química e a farmacêutica nas matérias-primas, e o ramo de bens de capital (máquinas e equipamentos) nas linhas de fabricação e nos processos produtivos. Isso mostra que Setor de Alimentos e Bebidas, além de ser intensivo em escala, é um exemplo típico de um setor que absorve as inovações de outros setores da economia, possibilitando-lhe avanços na produtividade, mas com gastos reduzidos em pesquisas e desenvolvimento (Martinelli Jr., 1997).

Conforme o exposto, tal fato possibilita, algumas vezes, as indústrias de alimentos e bebidas participarem desse processo de transferência de tecnologias, sem no entanto conhecer completamente as capacidades e os limites dos equipamentos fornecidos por outras indústrias, principalmente os que envolvem transformações energéticas. Na prática, é comum observar que existe uma grande preocupação com os controles que envolvem o processo (na fabricação) e o produto, deixando-se para “mais tarde” o controle do processo como um todo (utilidades e fabricação).



Pelo que foi mostrado, a considerável participação do Setor de Alimentos e Bebidas no consumo de energéticos dentro do Setor Industrial, sugere a possibilidade do desenvolvimento de trabalhos que norteiem a avaliação do potencial de redução do consumo de energia.



CAPÍTULO 3

ELEMENTOS DE ANÁLISE TÉCNICA E ECONÔMICA

3.1. Introdução

Para a análise técnica e econômica de um empreendimento é fundamental conhecer o sistema envolvido, avaliando-se seu comportamento operacional, buscando as características que o diferencie ou iguale aos outros sistemas de mesma finalidade, visando o reconhecimento dos elementos comparativos entre eles. Nesta etapa, são investigadas quais serão as grandezas monitoradas e de que forma serão medidas, adequando-se a instrumentação ao que se tem planejado, como também os aspectos contábeis ligados à operação e manutenção do sistema em estudo.

A Termodinâmica contribui para a análise técnica com a Primeira Lei, na qual os resultados assumem um caráter quantitativo, e com a Segunda Lei, que por sua vez revela os aspectos qualitativos. Os conceitos pertinentes às máquinas elétricas participam no entendimento do comportamento dos motores envolvidos, e conseqüentemente possibilitam o cálculo dos valores para as potências mecânicas que participam dos sistemas sob análise.

Dos dados obtidos, como por exemplo, temperatura e pressão do fluido de trabalho em um determinado processo, são obtidas propriedades como a entalpia e a entropia, que juntamente com outras grandezas físicas, participarão nos balanços energéticos e exergéticos. A partir dessas análises avaliar-se-ão as condições atuais dos equipamentos envolvidos, e utilizando-se dos mesmos conceitos serão verificados os equipamentos e acessórios disponíveis no mercado, detentores de tecnologias mais recentes.

Uma vez os resultados confrontados tecnicamente, e caso surgindo mais de uma opção, a seleção será baseada nos conceitos da engenharia econômica, nos quais serão verificadas as remunerações de cada investimento, considerando-se as taxas de juros, custos e prazos.



Com base nos elementos então disponíveis, devem ser contempladas três situações distintas: manutenção dos sistemas em uso; substituição parcial de componentes visando a conservação de energia; substituição completa do sistema em uso por outro que lhe equivalha em termos operacionais, porém com melhores índices de desempenho energético/exergético.

3.2. Análise Termodinâmica

3.2.1. Primeira Lei da Termodinâmica

A análise de sistemas energéticos a partir da Primeira Lei da Termodinâmica constitui um procedimento consagrado, seja no projeto e fabricação de equipamentos ou no estudo de sistemas em operação. Dentro da Engenharia, em análises estáticas, é razoável a desconsideração dos períodos de transitório dentro de um processo, ou seja, assume-se que este se encontra em regime permanente. Posto isto, os balanços de massa e energia possuem uma aplicação imediata.

A seguir é mostrada a equação (3.1) (Moran & Shapiro, 1995), que é o equacionamento completo do balanço energético para um determinado volume de controle, conforme visto na Figura 3.1, aplicado a um processo qualquer, para todas as entradas e saídas do volume de controle.

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum_1^n \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_1^n \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (3.1)$$

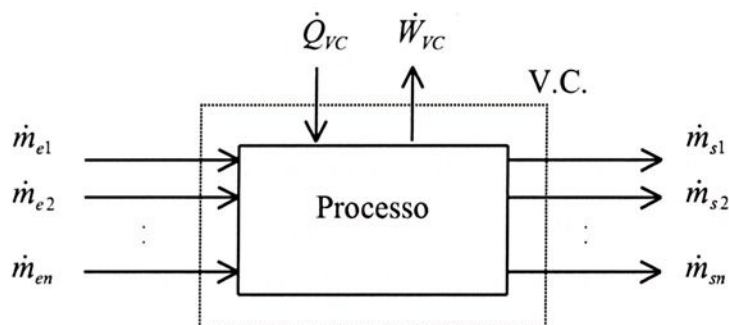


FIGURA 3.1 - Volume de controle aplicado a um determinado processo.

Considerando-se o processo em regime permanente, $dE_{vc}/dt = 0$ e a equação (3.1), assume a forma da equação (3.2).

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (3.2)$$

rearranjando os termos, tem-se:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) = \dot{W}_{vc} + \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right)$$

Os termos à direita e à esquerda da igualdade, vinculados ao fluxo de massa, correspondem aos fluxos de energia que entram e saem, respectivamente, da superfície de controle. No que se refere à energia associada à transferência de calor e trabalho, dependerá do seu sentido em relação à superfície de controle, convencionando-se o sinal positivo para o calor que entra e para o trabalho que sai, e o sinal negativo para a condição inversa. As quantidades de energia dependerão não somente da ordem de grandeza dos valores envolvidos, como também da localização do volume de controle em relação ao sistema.

A avaliação das eficiências dependerá do tipo de equipamento sob análise. Por exemplo, no estudo de um gerador de vapor que utiliza óleo combustível, o seu rendimento é calculado a partir da energia absorvida pelo fluido de trabalho e da energia fornecida pelo processo de combustão através da equação (3.3).

$$\eta_{GV} = \frac{\dot{Q}_{GV}}{\dot{Q}_{COMB}} \quad (3.3)$$

No caso dos compressores reais do tipo alternativo, conforme visto na Figura 3.2, a análise termodinâmica dependerá das características construtivas do equipamento (Burghardt & Harbach, 1993). No compressor real, o pistão não se move até o topo do cilindro, pois é necessário um espaço livre para o movimento das

válvulas, espaço esse conhecido como volume morto ou de folga. Tal volume é expresso sob a forma de porcentagem, conforme a equação (3.4).

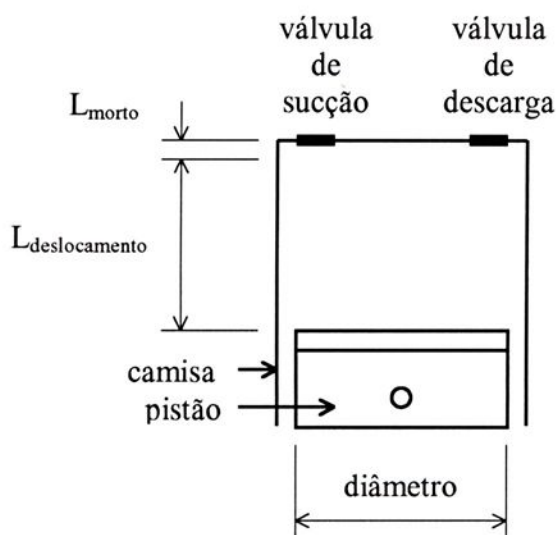


FIGURA 3.2 - Desenho esquemático de um cilindro.

$$c = \frac{V_{\text{morto}}}{V_{\text{deslocamento}}} \quad (3.4)$$

O volume no deslocamento, $V_{\text{deslocamento}}$, refere-se ao volume compreendido entre os pontos morto inferior e superior do pistão. Tipicamente o valor para a variável c encontra-se entre 3 e 10 %.

Para a determinação do volume realmente deslocado e posteriormente a vazão em massa é necessário conhecer-se o rendimento volumétrico, que é calculado através da equação (3.5),

$$\eta_v = 1 + c - c \left(\frac{p_{\text{descarga}}}{p_{\text{sucção}}} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (3.5)$$

sendo n o expoente de um processo politrópico. Em função do valor de n , pode-se, teoricamente, variar o processo de compressão desde uma condição isotérmica até a isoentrópica, na qual $n = k = c_p/c_v$.

Levando-se em conta tais considerações, o volume realmente deslocado é obtido pela equação (3.6).

$$V_{\text{real}} = \eta_v \times V_{\text{deslocamento}} \quad (3.6)$$

A seguir, as equações (3.7) e (3.8) possibilitam o cálculo da vazão volumétrica e em massa, respectivamente.

$$\dot{V}_{\text{real}} = N \times V_{\text{real}} \quad (3.7)$$

$$\dot{m} = \dot{V}_{\text{real}} \times \rho_{\text{sucção}} \quad (3.8)$$

O trabalho realizado por um cilindro de um compressor é obtido pela equação (3.9).

$$\dot{W} = \frac{n}{n-1} \times p_{\text{sucção}} \times V_{\text{real}} \times N \times \left[1 - \left(\frac{p_{\text{descarga}}}{p_{\text{sucção}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (3.9)$$

Desta forma, para a determinação do rendimento do compressor, o cálculo envolve o valor do trabalho real (ou potência mecânica) aplicado ao eixo e o valor do trabalho caso o processo fosse isentrópico ($n = k$), conforme a equação (3.10).

$$\eta_{\text{COMP}} = \frac{\dot{W}_{\text{iso}}}{\dot{W}_{\text{real}}} = \frac{\dot{W}_{\text{iso}}}{P_{\text{mec}}} \quad (3.10)$$

É oportuno observar que o trabalho isentrópico calculado pela equação (3.9) pode também ser calculado através do produto entre vazão em massa da equação (3.8) e a variação da entalpia na condição isentrópica, conforme a equação (3.11) obtida a partir do balanço energético (equação (3.2)).

$$\dot{W}_{\text{iso}} = \dot{m} \times (h_{\text{sucção}} - h_{\text{descarga}_{\text{iso}}}) \quad (3.11)$$

3.2.2. Segunda Lei da Termodinâmica

A análise de Segunda Lei da Termodinâmica fundamenta-se a partir da Desigualdade de Clausius, mostrada na equação (3.12), para a integração de $\delta Q/T$ na fronteira do sistema, representada por “b”:

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b \leq 0 \quad (3.12)$$

A igualdade aplica-se na ausência de irreversibilidades quando um sistema realiza um ciclo, e a desigualdade surge na presença de irreversibilidades. A desigualdade da equação (3.12) pode ser eliminada através da equação (3.13) (Moran & Shapiro, 1995):

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b = -\sigma_{\text{ciclo}} \quad (3.13)$$

sendo o termo σ_{ciclo} identificado como a entropia produzida pelas irreversibilidades internas durante o ciclo, e possui os seguintes significados:

$\sigma_{\text{ciclo}} = 0$: ausência de irreversibilidades dentro do sistema;

$\sigma_{\text{ciclo}} > 0$: irreversibilidades presentes dentro do sistema;

$\sigma_{\text{ciclo}} < 0$: impossível.

A Desigualdade de Clausius, quando aplicada em ciclos termodinâmicos, dá origem ao conceito de variação de entropia, representada pela equação (3.14).

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (3.14)$$

ou na forma de igualdade,

$$dS = \frac{\delta Q}{T} + \sigma_{\text{ciclo}}$$

Combinando-se os balanços de energia e entropia para sistemas fechados, levando-se em conta dois estados distintos, obtém-se o balanço de exergia, ou disponibilidade, também para sistemas fechados, conforme a equação (3.15) (Moran & Shapiro, 1995).

$$A_2 - A_1 = \left\{ \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) \delta Q - (W - p_0(V_2 - V_1)) \right\} - T_0 \sigma \quad (3.15)$$

O termo exergia surge como sendo o trabalho teórico máximo possível a partir de um determinado sistema em relação ao meio, no sentido de atingir o equilíbrio.

Aplicando-se a equação (3.15) em um volume de controle, no qual estão presentes transferências de calor e trabalho, bem como fluxos de massa na superfície de controle, chega-se à equação (3.16) (Moran & Shapiro, 1995), que representa o balanço de exergia para volumes de controle.

$$\frac{dA_{vc}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - (\dot{W}_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt}) + \sum_e \dot{m}_e a_e - \sum_s \dot{m}_s a_s - \dot{I}_{vc} \quad (3.16)$$

e sendo o termo “a” calculado por (equação (3.17)):

$$a = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (3.17)$$

Analisando-se a equação (3.16), o termo à esquerda da igualdade está relacionado com a taxa de variação de exergia, enquanto os quatro termos após a igualdade representam as transferências de exergia, associados respectivamente às transferências de calor, trabalho e os fluxos de massa nas entradas e saídas na superfície de controle, e por fim, o último termo contabiliza a destruição de exergia dentro do volume de controle, ou seja, as irreversibilidades presentes no processo sob estudo. Na exergia associada à transferência de calor é necessário conhecer a que temperatura estará ocorrendo a mesma.

Para o estudo de determinados sistemas, torna-se conveniente a desconsideração dos períodos de transitório; sendo assim, o balanço exerético para sistemas em regime permanente assume a forma da equação (3.18).

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e a_e - \sum_s \dot{m}_s a_s - \dot{I}_{vc} \quad (3.18)$$

Igualmente ao ocorrido na análise de Primeira Lei, no emprego da Segunda Lei é também de considerável importância o posicionamento do volume de controle, pois este, ao englobar o processo, estará limitando a um determinado espaço as irreversibilidades. Ao assumir mais de um volume de controle dentro de um volume de controle total, torna-se possível identificar qualitativamente a participação das irreversibilidades dentro de um determinado processo, possibilitando a orientação no direcionamento da análise para a parte do processo que necessite de uma maior atenção. Uma aplicação simplificada pode ser observada nas Figuras 3.3 e 3.4, nas quais é mostrado um gerador de vapor. A partir da diferença entre as irreversibilidades obtidas da análise de Segunda Lei das Figuras 3.3 e 3.4, chega-se à irreversibilidade no processo de combustão.

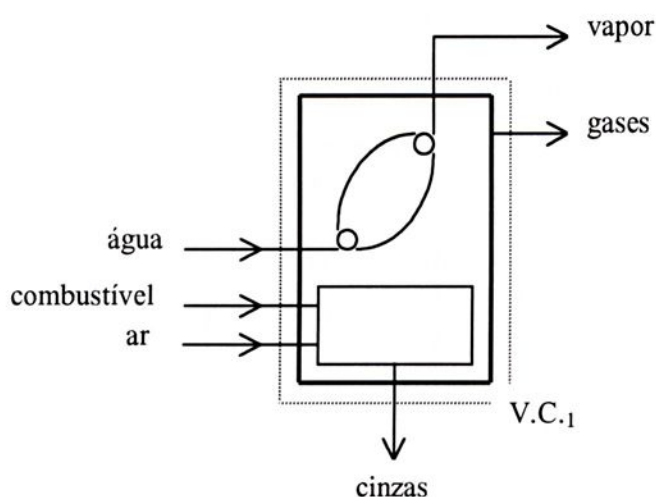


FIGURA 3.3 - Volume de controle aplicado sobre todo o gerador de vapor.

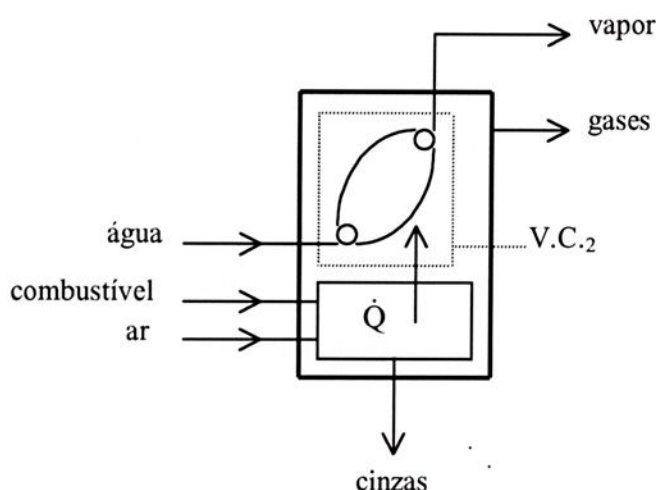


FIGURA 3.4 - Volume de controle aplicado sobre o evaporador.

De posse dos valores das irreversibilidades, a próxima etapa consiste em compará-las com outras referências, isto é, refazer a mesma análise para outras condições, como por exemplo após uma regulagem, a troca de um determinado equipamento, ou ainda avaliar uma substituição total do gerador de vapor.

Outra forma de avaliar um sistema seria através da utilização do conceito de eficiência exergetica. Tal análise, assumindo-se regime permanente, utiliza a equação (3.18), que será rearranjada para a obtenção da eficiência. Para este objetivo será considerado, a título de ilustração, um sistema composto por um compressor, conforme a Figura 3.5, o qual apresenta o trabalho aplicado ao eixo $\dot{W}$, a sucção e descarga do gás e o calor $\dot{Q}$ rejeitado pelo bloco.

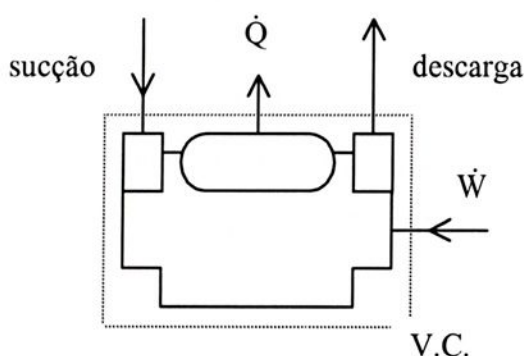


FIGURA 3.5 - Desenho esquemático de um compressor

A partir da equação (3.18):

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{VC} + \sum_e \dot{m}_e a_e - \sum_s \dot{m}_s a_s - \dot{I}_{VC} \quad ,$$

e fazendo-se as seguintes considerações:

a) conservação da massa: $\dot{m}_{\text{sucção}} = \dot{m}_{\text{descarga}} = \dot{m}$

b) $\dot{W}_{VC} = -\dot{W}$

c) $\dot{Q}_{VC} = -\dot{Q}$

d) as energias potencial e cinética são desprezíveis,
a equação (3.18), adquire a forma da equação (3.19):

$$\dot{W} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} + \dot{m}[(h_{\text{desc arg a}} - h_{\text{sucção}}) - T_0(s_{\text{desc arg a}} - s_{\text{sucção}})] + \dot{I}_{VC} \quad (3.19)$$

Analisando a equação (3.19), observa-se que o trabalho aplicado ao compressor sustenta as transferências de exergia, o que é desejável, mais as irreversibilidades dentro do volume de controle, que é o elemento que deve ser reduzido na medida do possível. Dessa forma, para um compressor, a eficiência exergética é calculada pela equação (3.20).

$$\varepsilon = \frac{\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} + \dot{m}[(h_{\text{desc arg a}} - h_{\text{sucção}}) - T_0(s_{\text{desc arg a}} - s_{\text{sucção}})]}{\dot{W}} \quad (3.20)$$

Assim sendo, o equacionamento da eficiência exergética pode ser estendida para outros equipamentos, levando-se em consideração as características dos mesmos e respeitando-se o posicionamento do volume de controle.

3.3. Análise de Máquinas Elétricas – Motor de Indução Trifásico

Nas análises de Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica para equipamentos que recebem trabalho, como os compressores por exemplo, é necessário quantificar essa grandeza, que atravessa o volume de controle para a composição dos balanços energético e exergético.

Normalmente nas atividades industriais, o equipamento destinado à obtenção de energia mecânica é o motor de indução trifásico, devido aos seus vários aspectos favoráveis, tais como robustez, vida útil longa e custo reduzido de compra e manutenção.

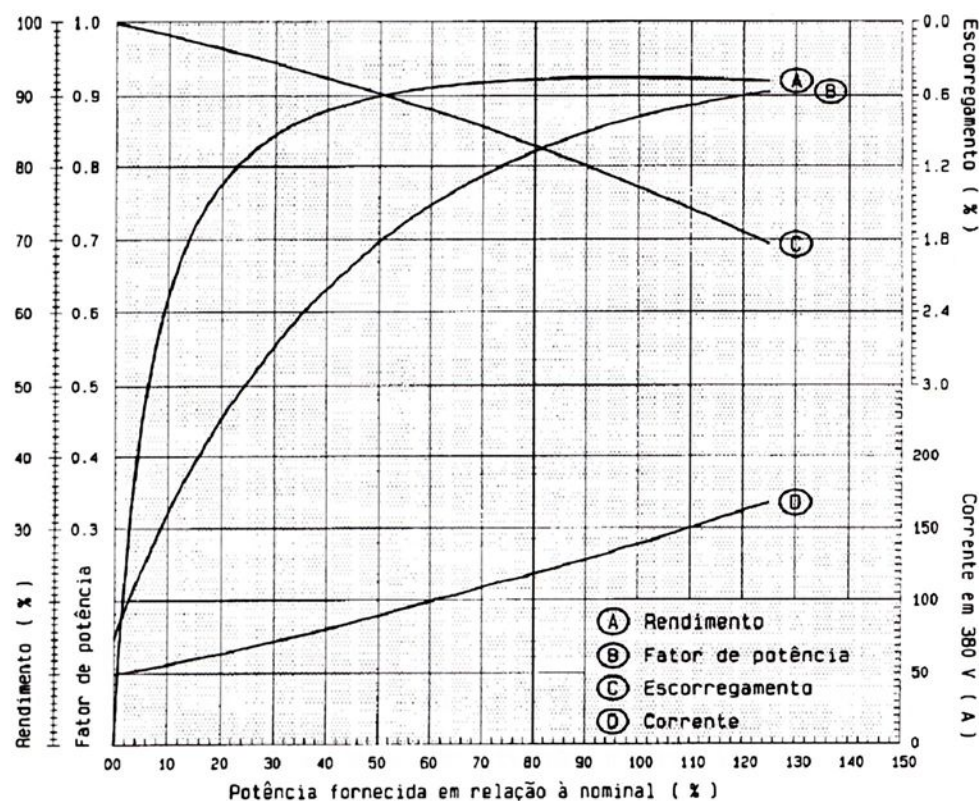
De posse das grandezas elétricas medidas do motor e consultando-se a curva característica conforme o seu modelo, determina-se o seu rendimento, possibilitando dessa forma o cálculo da potência mecânica (equação (3.22)) a partir da potência elétrica medida ou calculada (equação (3.21), Agência para Aplicação de Energia, 1986). A Figura 3.6 (WEG, 1998) apresenta uma curva característica para um motor de 100 cv.

$$P_{el} = \sqrt{3} \times U \times I \times \cos \varphi \quad (3.21)$$

$$P_{mec} = \eta \times P_{el} \quad (3.22)$$

A potência mecânica é justamente o trabalho por unidade de tempo que cruza a superfície de controle. Na determinação da potência aplicada a um processo é interessante aproveitar a oportunidade e também avaliar como estão as condições de operação do motor elétrico, pois o seu rendimento e fator de potência variam conforme o carregamento. A adequação do motor depende das características da carga que deseja-se acionar, e o ajuste entre potência fornecida e potência consumida algumas vezes é resolvido com o superdimensionamento do motor, que por sua vez o leva a operar ineficientemente, aumentando de forma desnecessária seu consumo de energia. Uma referência útil para esta análise, para cargas estáveis, é que a relação entre a potência mecânica e a potência nominal deve ser maior ou igual a 0,7 (Agência para Aplicação de Energia, 1986). Caso ocorra a necessidade de

substituição de um motor por outro melhor dimensionado, a análise dessa situação deve ser criteriosa, pois pode não resultar em benefícios em termos de melhoria da eficiência. A vantagem, no entanto, pode estar no fato da corrente absorvida por um motor mais adequado ser menor do que aquela correspondente ao motor superdimensionado, reduzindo as perdas nos circuitos alimentadores (Burgoa *et al.*, 1993).



Fonte: WEG, 1998

FIGURA 3.6 - Curvas características em função da potência para um motor de indução trifásico de 100 cv

3.4. Análise Econômica

Estando disponibilizadas as propostas técnicas para um determinado investimento é necessário compará-las, sendo a seleção baseada nos conceitos de Engenharia Econômica, nos quais serão verificadas as remunerações de cada investimento, considerando-se as taxas de juros, custos e prazos.

Para a análise das alternativas econômicas, os principais métodos são:

- Método do Valor Presente Líquido;
- Método do Valor Futuro Líquido;
- Método do Valor Uniforme Líquido;
- Método do Benefício;
- Método da Taxa de Retorno;
- Método do Prazo de Retorno.

Desde que sejam tomados os devidos cuidados de uniformidade de considerações, todos os métodos darão os mesmos resultados (Hirschfeld, 1992). Entretanto é viável a utilização de mais de uma técnica (Smith & Ball, 1993), pois torna-se possível dispor de outros elementos para a realização de comparações que possam vir a ser interessantes para a análise. Devido à essa equivalência entre os métodos, serão apresentados o do valor presente líquido, do prazo de retorno a juros reais com receitas constantes ao longo do tempo e da taxa interna de retorno, sendo esses dois últimos variações do método do valor uniforme líquido e do método da taxa de retorno, respectivamente.

O método do valor presente líquido possibilita trazer para um mesmo momento tomado por referência, na forma de um único valor monetário, um fluxo de caixa composto por uma série de receitas e despesas, que dependerá das características operacionais, financeiras e legais do investimento em questão, levando-se em conta um determinado período e a taxa de juros vigente para o mesmo. Na montagem do fluxo de caixa convencionam-se que os benefícios são positivos e os custos, ou despesas, são negativos, conforme exemplificado na Figura 3.7. A equação (3.23) possibilita tal cálculo (Hirschfeld, 1992).



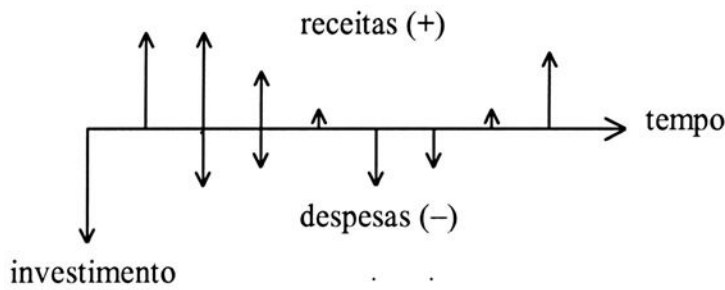


FIGURA 3.7 - Fluxo de caixa a partir de um investimento e composto por um conjunto de receitas e despesas ao longo do tempo.

$$VPL = \sum_0^r F_r (1+i)^{-r} \quad (3.23)$$

O critério de escolha dar-se-á pelo confronto entre os valores presentes de duas ou mais alternativas, sendo a escolhida a de maior valor algébrico.

Uma outra maneira de utilizar o método do valor presente líquido, consiste em analisar duas a duas as diferenças entre valores presentes das alternativas. O resultado dessa diferença poderá ser positivo, zero ou negativo, o que significa que a primeira alternativa será melhor, igual ou pior do que a segunda, respectivamente.

Na presença de fluxos de caixa de durações desiguais é necessário convertê-los em um determinado período que possibilite a sua equivalência, e para tanto será adotado como duração final comum das alternativas o mínimo múltiplo comum das durações originais.

A análise do prazo de retorno a juros reais mediante uma receita constante ao longo do tempo é calculado a partir da equação (3.24) (Hirschfeld, 1992). Através desse método é possível estimar em quanto tempo estaria recuperado um dado investimento.

$$-C + F \left[\frac{(1+i)^r - 1}{i(1+i)^r} \right] = 0, \quad (3.24)$$

Resolvendo-se a equação (3.24) para o período r , tem-se a equação (3.25):

$$r = \frac{\log \frac{F}{F - Ci}}{\log(1 + i)} \quad (3.25)$$

No momento da análise econômica é importante saber corretamente qual é o valor da Taxa Mínima de Atratividade, ou seja, a taxa de juros vigente em uma das aplicações no mercado financeiro, pois este servirá de parâmetro de comparação entre as remunerações oferecidas externamente ao empreendimento e a do próprio empreendimento.

A taxa interna de retorno possibilita comparar em termos percentuais a quantidade investida em relação as receitas proporcionadas, em um determinado período. Isto é possível ao fazer a equação (3.23) igual a zero, ou seja, calcular a taxa de juros que torna o valor presente líquido nulo. A taxa de juros encontrada será a taxa interna de retorno, que para a aceitação da proposta de investimento, deve ser maior que a Taxa Mínima de Atratividade. Entre duas ou mais alternativas torna-se importante verificar também o retorno de capital que estas proporcionam. A título de ilustração, será suposto duas alternativas de investimento K e L, cujas taxas internas de retorno são respectivamente i_K e i_L , sendo a Taxa Mínima de Atratividade i_e , com $i_e < i_K < i_L$. Levando-se em conta as duas alternativas isoladamente, estas seriam aceitáveis como investimentos, produzindo retornos não negativos de rentabilidade, mas por outro lado as propostas de investimento podem assumir um comportamento como visto na Figura 3.8, na qual a remuneração, indicada pelo valor presente líquido, varia conforme a variação da taxa de juros, ou seja, apesar das duas alternativas serem de interesse, quando comparadas entre elas, alternam-se em uma melhor que a outra ou são equivalentes (ponto E) (Hirschfeld, 1992).

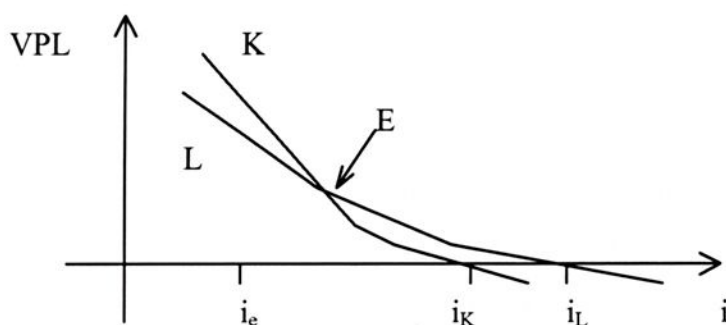


FIGURA 3.8 – Comportamento de dois investimentos mediante a variação da taxa de juros

CAPÍTULO 4

ESTUDO DE CASOS – ANÁLISE TÉCNICA

4.1. Introdução

Neste capítulo serão aplicados os conceitos da Termodinâmica, traçando-se um perfil do desempenho dos equipamentos sob estudo. No desenvolvimento das análises surgirão outras grandezas físicas, como por exemplo as elétricas, que também serão de relevância dentro do conjunto de valores obtidos.

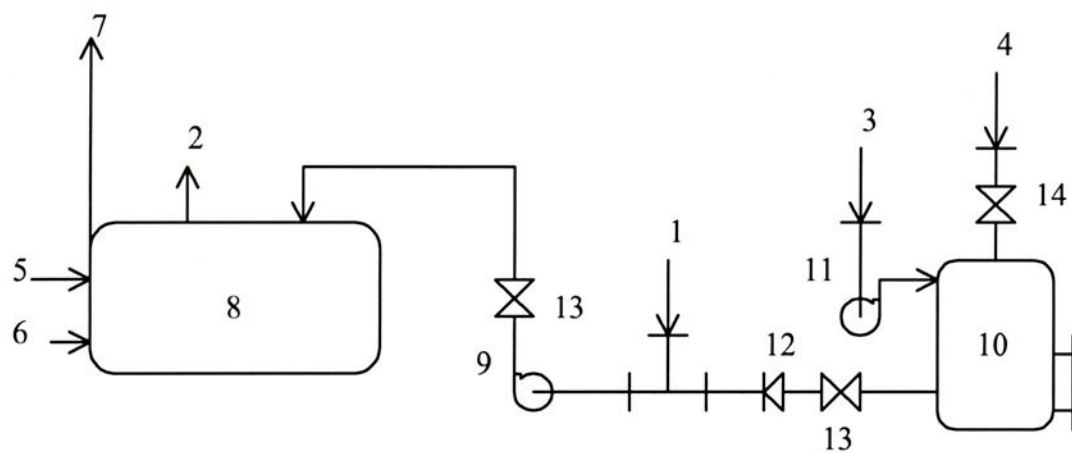
4.2. Indústria de Massas (Pastificio)

A configuração utilizada para a geração de água quente no Pastificio em análise difere um pouco da usual, pois esta não apresenta um tanque de retorno que sirva tanto para a coleta da água proveniente do processo quanto para a reposição. O sistema em questão opera em circuito fechado cuja reposição de água depende de um vaso de pressão, que garante a entrada da mesma caso diminua a pressão na sucção da bomba principal. Para uma melhor compreensão, a Figura 4.1 mostra um desenho simplificado de tal sistema, em que a numeração segue a seqüência operacional do sistema.

4.2.1. Análise técnica

Nesta etapa visa-se a obtenção das eficiências de Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica para a situação em que se encontra o estabelecimento sob análise. Os valores obtidos servirão de referência no momento da comparação com algum possível ajuste ou alteração no sistema de geração de água quente.





- legenda:
- | | |
|-----------------------------------|--------------------------------------|
| 1. retorno de água quente | 8. caldeira flamotubular |
| 2. saída de água quente | 9. bomba principal |
| 3. entrada de água de reposição | 10. vaso de pressão |
| 4. entrada de ar comprimido | 11. bomba para a reposição de água |
| 5. entrada de combustível (lenha) | 12. válvula unidirecional (retenção) |
| 6. entrada de ar | 13. válvula manual |
| 7. saída dos gases da combustão | 14. válvula pneumática |

FIGURA 4.1 - Desenho simplificado da unidade geradora de água quente do Pastificio

• Avaliação da vazão de água na bomba principal da caldeira

A partir do levantamento de campo foram obtidos os seguintes valores:

- Pressão de entrada na bomba = 0,2 MPa
- Pressão de saída na bomba = 0,35 MPa
- Variação de pressão entre a entrada e a saída da bomba = 0,15 MPa (por inferência)
- Diâmetro externo do rotor da bomba = 210 mm
- Rotação nominal do rotor = 1750 rpm

Consultando-se a curva de variação de pressão *versus* rotação da bomba (fabricada pela Mark Peerles), estima-se a vazão em 34 m³/h ou 9,4 kg/s.

Como esta vazão foi obtida de forma indireta, foi empregada uma forma alternativa para fazer a mesma avaliação, analisando-se as grandezas elétricas envolvidas. Através de um wattímetro foram feitas várias medidas da potência elétrica do motor de indução trifásico de 15 cv que aciona a bomba, sendo que a mesma manteve-se praticamente constante ao longo do tempo, cujo valor médio foi de 3,59 kW. Consultando-se a curva característica do motor elétrico a partir da

intensidade de corrente elétrica média obtida de 17,4 A, verificou-se que o mesmo estava operando com um rendimento de 75%, e através da equação (3.22) foi calculada a potência mecânica, como segue:

$$P_{mec} = \eta \times P_{el}$$

$$P_{mec} = 0,75 \times 3,59 = 2,69 \text{ kW}$$

Com o valor da potência mecânica e o diâmetro externo do rotor da bomba, foram consultadas novamente as curvas características desta bomba, sendo confirmada dessa forma uma vazão de aproximadamente 34 m³/h.

• Avaliação termodinâmica da caldeira pela Primeira Lei

A partir do levantamento de campo foram obtidos os seguintes valores:

- Quantidade média de lenha medida: $\dot{m}_{lenha} = 0,0127 \text{ kg/s}$
- Vazão em massa média de água: $\dot{m}_{água} = 9,4 \text{ kg/s}$
- Poder calorífico inferior da lenha (BEESP, 1997): $PCI_{lenha} = 10575 \text{ kJ/kg}$ a 25 % de umidade
- Valores médios de temperatura e pressão (Tabela 4.1):

TABELA 4.1 – Valores medidos na caldeira do Pastificio

Água			Ar	Gases de exaustão
Temperatura (°C)		Pressão (MPa)		Temperatura (°C)
Entrada	Saída			Temperatura (°C)
90,5	93,0	0,35	30,0	120,0

Pela análise de Primeira Lei, obteve-se a eficiência térmica da caldeira. Com os valores da temperatura do fluido de trabalho na entrada e saída do equipamento, e consultando-se as tabelas termodinâmicas (Moran & Shapiro, 1995) para o vapor d’água saturado, na condição de líquido saturado tem-se os seguintes valores de entalpia (Tabela 4.2):

TABELA 4.2 – Valores da entalpia obtidos na caldeira do Pastificio

	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)
Entrada	90,5	379,00
Saída	93,0	389,50

O rendimento da caldeira é calculado a partir da equação (3.3):

$$\eta_{GV} = \frac{\dot{Q}_{GV}}{\dot{Q}_{COMB}} = \frac{\dot{m}_{\text{água}} \times (h_s - h_e)}{\dot{m}_{\text{lenha}} \times PCI}$$
$$\eta_{GV} = 73,5 \%$$

• Avaliação termodinâmica da caldeira pela Segunda Lei

Para essa análise, é necessário conhecer-se a composição química da lenha tomada pelos valores médios na condição seca (Carvalho Jr. *et al.*, 1995), e teoricamente acrescentar uma determinada quantidade de água para obter 25% de umidade, pois, para efeito de comparação, tanto o BEN como o BEESP levam em consideração este percentual de umidade nas suas informações. Tais valores são apresentados na Tabela 4.3

TABELA 4.3 – Composição química média da lenha.

	Composição (%)			
	Carbono	Hidrogênio	Oxigênio	Cinzas
Seca	48,0	6,0	44,0	2,0
25% umidade	36,0	7,3	55,2	1,5

O processo de combustão da lenha em caldeiras possui características próprias, ou seja, apesar da grande presença de ar, a combustão dá-se de forma incompleta.

Devido a esse comportamento na queima da lenha, associado à indisponibilidade de informações acerca da composição química dos produtos da combustão, foi assumida a condição estequiométrica no processo de combustão da

lenha (com 25% de umidade) para o cálculo do calor específico a pressão constante dos gases de combustão e utilizando-se as equações tabeladas (Perry, 1963) dos calores específicos do dióxido de carbono, do vapor d'água e do nitrogênio, chega-se à equação (4.1), que representa a variação do calor específico dos gases de combustão da lenha em função da temperatura. O desenvolvimento proposto é mostrado a seguir:

$$C_3H_{7,3}O_{\frac{55,2}{16}} + 3,1 O_2 + 11,7 N_2 \rightarrow 3 CO_2 + 3,65 H_2O + 11,7 N_2$$

$$c_{pge}(T) = \frac{3}{3+3,65+11,7} \bar{c}_{pCO_2} + \frac{3,65}{3+3,65+11,7} \bar{c}_{pH_2O} + \frac{11,7}{3+3,65+11,7} \bar{c}_{pN_2},$$

sendo que no numerador tem-se o produto das frações molares de cada substância química pelo respectivo calor específico na base molar, e no denominador encontram-se as massas moleculares. Substituindo e adequando-se os valores tem-se:

$$c_{pge}(T) = \frac{0,163}{44} \left(10,34 + 0,00274T - \frac{195500}{T^2} \right) +$$

$$\frac{0,199}{18} (8,22 + 0,00015T + 0,00000134T^2) +$$

$$\frac{0,638}{28} (6,50 + 0,001T) \quad \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg K}} \right]$$

resolvendo-se a expressão e adequando-a ao Sistema Internacional, chega-se a:

$$c_{pge}(T) = 1,167 + 0,000144T - \frac{3027,32}{T^2} + 0,0000000627T^2 \quad (4.1)$$

A temperatura média medida nos gases na chaminé da caldeira foi de 120 °C (393 K). Portanto desta forma tem-se $c_{pge}(393) = 1,2 \text{ kJ/kg.K}$.

O calor específico do ar é calculado a partir da equação (4.2) (Moran & Shapiro, 1995) para uma temperatura ambiente de 30 °C (303 K), resultando:

$$c_{par}(T) = 1,04841 - 0,000383719T + \frac{9,45378}{10^7}T^2 - \frac{5,49031}{10^{10}}T^3 + \frac{7,92981}{10^{14}}T^4 \quad (4.2)$$

$$c_{par}(303) = 1,0037 \text{ kJ/kg.K}$$

Para o cálculo das exergias no fluido de trabalho, de acordo com o esquema da Figura 4.2, que representa a caldeira com o VC para uma situação adiabática, emprega-se a equação (3.17), assumindo-se como estado de referência a temperatura $T_0 = 298 \text{ K}$ ($25 \text{ }^\circ\text{C}$) e obtendo-se das tabelas termodinâmicas os valores de entalpia e entropia iguais a $h_0 = 104,87 \text{ kJ/kg}$ e $s_0 = 0,3673 \text{ kJ/kg.K}$, respectivamente. Foram desprezadas as parcelas da energia cinética e potencial para este desenvolvimento. A Tabela 4.4 mostra os valores de entalpia e entropia da água utilizados nos cálculos.

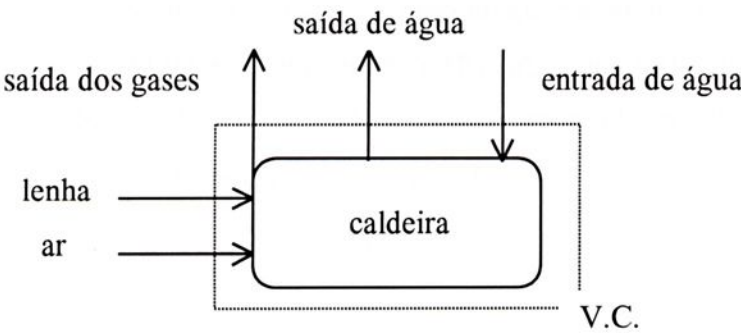


FIGURA 4.2 - Volume de controle para a análise da caldeira.

TABELA 4.4 - Valores de entalpia e entropia na entrada e saída do volume de controle para o fluido de trabalho

	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
Entrada	90,5	379,00	1,198
Saída	93,0	389,50	1,227

Dessa forma, obtém-se as exergias nas superfícies de entrada e saída do V.C.:

$$a_e = (h_e - h_0) - T_0(s_e - s_0) = 26,58 \text{ kJ/kg}$$

$$a_s = (h_s - h_0) - T_0(s_s - s_0) = 28,44 \text{ kJ/kg}$$

A seguir é mostrado o procedimento de cálculo para a obtenção da exergia do combustível através da equação (4.3) (Shieh & Fan, 1982):

$$\begin{aligned} a_{\text{COMB}}^0 = & 34183,16(C) + 21,95(N) + 116591,19(H) + 18242,90(S) - 13265,90(O) + \\ & 24091,05(F) + 11748,18(Cl) + 5033,97(Br) + 2894,65(I) + \\ & - (298,15 \times s_{\text{cinzas}}^0 \times m_{\text{cinzas}}) + \\ & 0,63(O) \{ 7837,667(C) + 33888,889(H) - 4236,10(O) + 3828,75(S) + \\ & 4447,37(F) + 1790,90(Cl) + 681,97(Br) + 334,86(I) \} \end{aligned} \quad (4.3)$$

sendo: a) os valores entre parênteses são os percentuais em massa do carbono (C), nitrogênio (N), hidrogênio (H), enxofre (S), oxigênio (O), flúor (F), cloro (Cl), bromo (Br) e iodo (I), que podem compor um combustível;

b) s_{cinzas}^0 : entropia de formação das cinzas (kJ/kg K):

$$s_{\text{cinzas}}^0 = 0,84 \text{ kJ/kg K (Shieh & Fan, 1982);}$$

c) m_{cinzas} : massa de cinzas em um quilograma de combustível (kg).

Substituindo-se os valores para a lenha com 25% de umidade, tem-se:

$$\begin{aligned} a_{\text{lenha}}^0 = & 34183,16(0,36) + 116591,19(0,073) - 13265,90(0,552) + \\ & - (298,15 \times 0,84 \times 0,015) + \\ & 0,63(0,552) \{ 7837,667(0,36) + 33888,889(0,073) - 4236,10(0,552) \} \end{aligned}$$

$$a_{\text{lenha}}^0 = 14518,93 \text{ kJ/kg}$$

O valor da exergia da lenha está muito próximo ao que se apresenta para o poder calorífico superior da mesma ($\text{PCS}_{\text{lenha}} = 13794 \text{ kJ/kg @ 25\% de umidade (BEESP, 1997)}$), representando uma variação de 2,7% entre estes. Kotas (1985) sugere que a relação $a_{\text{lenha}}^0 / \text{PCS}_{\text{lenha}}$ deve estar entre 1,15 e 1,30; nesta análise, tal valor é igual 1,05, que se encontra abaixo da faixa sugerida; mas, considerando-se

que o PCS da lenha foi assumido pelo BEESP e não obtido experimentalmente em bomba calorimétrica e dada a diversidade das fontes bibliográficas empregadas na mesma análise, pode-se supor que esse afastamento não resulta no comprometimento da presente análise, possibilitando-se portanto a utilização do PCS_{lenha} como uma aproximação para a°_{lenha} .

No desenvolvimento da equação (4.3) foi assumido que a água presente nos produtos da combustão encontrava-se no estado líquido. Se considerar a água no estado de vapor nos produtos da combustão de um combustível, o que normalmente ocorre, pode-se adotar, por inferência, a exergia do combustível igual ao poder calorífico inferior (PCI), cujos valores são mais acessíveis.

No cálculo da exergia da lenha adotou-se o poder calorífico inferior e para os gases (ar e gases de exaustão) utiliza-se a equação (4.4) (Nogueira *et al.*, 1989).

$$a_{\text{lenha}} = PCI_{\text{lenha}} = 10575 \text{ kJ/kg}$$

$$a_{\text{gás}} = c_p [(T_{\text{gás}} - T_0) - T_0 \ln \frac{T_{\text{gás}}}{T_0}] \quad (4.4)$$

Reportando-se à Tabela 4.1 e aos valores calculados dos calores específicos dos gases de exaustão e do ar e empregando-se a equação (4.4), tem-se:

$$a_{\text{ge}} = c_{\text{pge}} [(T_{\text{ge}} - T_0) - T_0 \ln \frac{T_{\text{ge}}}{T_0}] = 15,0 \text{ kJ/kg}$$

$$a_{\text{ar}} = c_{\text{par}} [(T_{\text{ar}} - T_0) - T_0 \ln \frac{T_{\text{ar}}}{T_0}] = 0,0417 \text{ kJ/kg}$$

Para o cálculo dos fluxos de massa que atravessam o volume de controle da Figura 4.2, a partir das massas moleculares da lenha e do ar presente no processo de combustão (calculados para a condição estequiométrica), chega-se a uma relação ar/combustível igual a 4,33. Sendo a quantidade média de lenha colocada na fornalha igual à 0,0127 kg/s, tem-se:

$$\dot{m}_{ar} = 4,33 \times 0,0127 = 0,055 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{ge} = \dot{m}_{lenha} + \dot{m}_{ar} = 0,0677 \text{ kg/s}$$

No cálculo da irreversibilidade e da eficiência da caldeira, para o volume de controle da Figura 4.2, empregando-se o balanço exergetico para sistemas em regime permanente (equação (3.18)), a irreversibilidade calculada engloba as irreversibilidades do processo de combustão; dessa forma, ao se calcular a eficiência da caldeira avaliar-se-á o equipamento como um todo.

$$0 = \sum_e \dot{m}_e a_e - \sum_s \dot{m}_s a_s - \dot{I}_{VC}$$

$$0 = (\dot{m}_{lenha} a_{lenha} + \dot{m}_{ar} a_{ar} + \dot{m}_{\acute{a}gua} a_e) - (\dot{m}_{ge} a_{ge} + \dot{m}_{\acute{a}gua} a_s) - \dot{I}_{VC}$$

$$\dot{I}_{VC} = 115,6 \text{ kW}$$

A eficiência de Segunda Lei é obtida rearranjando-se os termos da equação (3.18), para esta análise, da seguinte forma (Moran & Shapiro, 1995).

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{\acute{a}gua} (a_s - a_e)}{\dot{m}_{lenha} a_{lenha} + \dot{m}_{ar} a_{ar} - \dot{m}_{ge} a_{ge}}$$

$$\varepsilon = 13,1 \%$$

Para o cálculo da irreversibilidade da caldeira de acordo com o volume de controle da Figura 4.3, na qual se altera o V.C. anterior, torna-se possível discriminar as contribuições das irreversibilidades do processo de combustão das do circuito do fluido de trabalho. Para tanto, utiliza-se novamente o balanço exergetico expresso pela equação (3.18), considerando-se a parcela da transferência de calor a uma dada temperatura. Aqui é interessante ressaltar, em suplemento, que tal procedimento pode

ser estendido para as demais partes do equipamento sob análise, bastando para tanto ter uma instrumentação adequada e ser cauteloso quanto a localização do volume de controle.

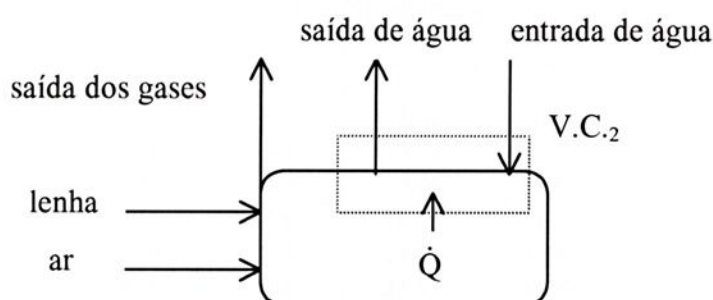


FIGURA 4.3 - Volume de controle alterado para englobar somente o fluxo de água.

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j + \sum_e \dot{m}_e a_e - \sum_s \dot{m}_s a_s - \dot{I}_{VC2}$$

$$\dot{I}_{VC2} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} + \dot{m}_{\text{água}} (a_e - a_s)$$

sendo $\dot{Q}$ calculado a partir do balanço energético através da equação (3.2).

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{água}} (h_s - h_e) = 98,7 \text{ kW}$$

portanto, a irreversibilidade dentro do novo volume de controle é dado por:

$$\dot{I}_{VC2} = \left(1 - \frac{298}{T}\right) 98,7 - 17,48$$

A Tabela 4.5 mostra como a irreversibilidade varia dentro do volume de controle da Figura 4.3, juntamente com a irreversibilidade do processo de combustão ($\dot{I}_{VC} - \dot{I}_{VC2}$), em função da temperatura em que ocorre a transferência de calor; tal procedimento se faz necessário em vista da dificuldade de se estabelecer a temperatura exata na qual se dá o fenômeno, servindo como um espectro ampliado da faixa de valores na qual se encontra o valor procurado.

TABELA 4.5 - Variação da irreversibilidade para a caldeira do Pastificio

Temperatura no VC ₂		Irreversibilidades (kW)	
°C	K	$\dot{I}_{VC2}$	$\dot{I}_{VC} - \dot{I}_{VC2}$
25	298	-17,48	-
50	323	-9,84	-
75	348	-3,30	-
100	373	2,37	113,23
125	398	7,32	108,28
150	423	11,69	103,91
175	448	15,57	100,03
200	473	19,04	96,56
225	498	22,16	93,44
250	523	24,98	90,62
275	548	27,55	88,05
300	573	29,89	85,71
325	598	32,04	83,56
350	623	34,01	81,59
375	648	35,83	79,77
400	673	37,52	78,08
425	698	39,08	76,52
450	723	40,54	75,06
475	748	41,90	73,70
500	773	43,17	72,43
525	798	44,36	71,24
550	823	45,48	70,12
575	848	46,54	69,06
600	873	47,53	68,07
625	898	48,47	67,13
650	923	49,35	66,25
675	948	50,19	65,41
700	973	50,99	64,61
725	998	51,75	63,85
750	1023	52,47	63,13
775	1048	53,15	62,45
800	1073	53,81	61,79
825	1098	54,43	61,17
850	1123	55,03	60,57
875	1148	55,60	60,00
900	1173	56,15	59,45
925	1198	56,67	58,93
950	1223	57,17	58,43
975	1248	57,65	57,95
1000	1273	58,12	57,48
1025	1298	58,56	57,04
1050	1323	58,99	56,61
1075	1348	59,40	56,20
1100	1373	59,80	55,80

Nota: valores negativos desprezados por serem inactivos.

4.3. Laticínio

A análise nesta unidade produtora de leite e seus derivados é centrada na geração de vapor e frio. A produção de vapor é obtida de um gerador de vapor fabricado pela ATA Combustão modelo MP-812 com capacidade nominal de 8500 kg/h. Existe também um segundo equipamento do mesmo fabricante modelo MP-813 com capacidade nominal de 10000 kg/h que opera em *stand by*. Na ocasião da coleta dos dados foi somente possível acompanhar o funcionamento da MP-812, cuja configuração é mostrada na Figura 4.4 .

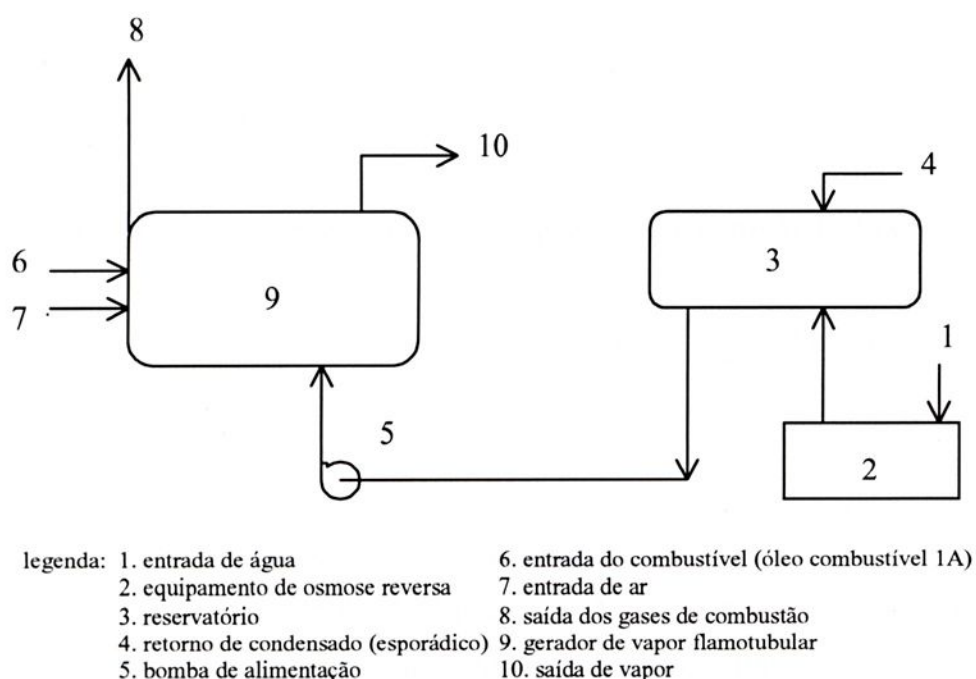


FIGURA 4.4 - Desenho simplificado da unidade geradora de vapor do Laticínio

O sistema de refrigeração é composto por um conjunto de doze compressores do tipo alternativo da linha SMC, fabricados pela SABROE. Quanto ao fluido refrigerante, dez máquinas utilizam a amônia (NH_3) e duas o clorodifluormetano (R22).

A capacidade de produção dos compressores sob análise depende do número de cilindros em operação, que são divididos em grupos de dois automática ou manualmente. Por exemplo, o compressor SMC 106, que possui seis cilindros, pode operar com 33 %, 66 % ou 100% da capacidade total, ou seja com 2, 4 ou 6 cilindros,

respectivamente (Sabroe, 1998). O mesmo comportamento é válido para os outros modelos.

4.3.1. Gerador de vapor

A avaliação termodinâmica de Primeira e Segunda Lei possui o mesmo equacionamento matemático do item 4.2.1, sendo os dados obtidos em campo e os valores calculados para esta análise apresentados diretamente sob a forma de planilhas (Tabelas 4.7, 4.8 e 4.9). Para o desenvolvimento destas planilhas foram utilizados os valores e cálculos que são mostrados a seguir:

- Poder calorífico inferior do óleo 1A (ATA, 1998): $PCI_{\text{óleo}} = 40337 \text{ kJ/kg}$
- Composição química média do óleo combustível 1A (Tabela 4.6):

TABELA 4.6 - Composição do óleo combustível 1A (ABACE, 1987)

	Carbono	Hidrogênio	Enxofre
Composição (%)	85,8	10,5	3,6

A partir de informações operacionais, o gerador de vapor estaria funcionando com limites elevados de excesso de ar no processo de combustão. Valores usuais de excesso de ar estariam entre 15% e 20% (Carvalho Júnior, 1999). Na presente análise assumiu-se a condição extrema de que o óleo é queimado em 100% de excesso de ar e utilizando-se as equações tabeladas (Perry, 1963) dos calores específicos a pressão constante do dióxido de carbono, do vapor d'água, do nitrogênio, do dióxido de enxofre e do oxigênio, chega-se a equação (4.5), que representa a variação do calor específico a pressão constante dos gases de combustão do óleo combustível 1A em função da temperatura.

$$c_{pge} = 1,028 + \frac{1,392}{10^4} T + \frac{1,672}{10^8} T^2 - \frac{3826,37}{T^2} \quad (4.5)$$

A temperatura medida nos gases da chaminé ficou entre 230 °C e 240 °C, resultando em aproximadamente $c_{pge} = 1,08 \text{ kJ/kg.K}$.

O calor específico do ar é calculado a partir da equação (4.2) para uma temperatura ambiente de 25 °C (298 K), resultando:

$$c_{\text{par}}(298) = 1,0041 \text{ kJ/kg.K}$$

TABELA 4.7 - Dados coletados em campo e obtidos em tabelas de vapor d'água para o gerador de vapor do Laticínio

horário	T _e (°C)	p _s (MPa)	T _s (°C)	h _e (kJ/kg)	h _s (kJ/kg)	s _e (kJ/kg.K)	s _s (kJ/kg.K)	η	m _{água} (kg)	m _{óleo} (kg)	m _a /m _o	T _{chaminé} (°C)
15:00	-	1,25	189,91	-	2786,2	-	6,5093	-	-	-	-	230
16:00	20	1,30	191,64	83,94	2787,6	0,2966	6,4953	87,0	3800	292,76	12,98	230
17:00	20	1,35	193,26	83,94	2788,8	0,2966	6,4823	86,0	2400	187,13	12,82	240
18:00	19	1,30	191,64	79,75	2787,6	0,2822	6,4953	86,0	6700	522,99	12,81	240
19:00	18	1,30	191,64	75,56	2787,6	0,2678	6,4953	86,0	2100	164,18	12,79	240
20:00	18	1,50	198,32	75,56	2792,1	0,2678	6,4448	87,0	3800	294,16	12,92	230
21:00	18	1,40	195,07	75,56	2790	0,2678	6,4692	87,0	5200	402,22	12,93	230
22:00	18	1,40	195,07	75,56	2790	0,2678	6,4692	87,0	300	23,205	12,93	230

TABELA 4.8 - Avaliação termodinâmica do gerador de vapor do Laticínio pela Primeira Lei

h _e (kJ/kg)	h _s (kJ/kg)	$\dot{m}_{\text{água}}$ (kg/s)	$\dot{Q}_{\text{GV}}$ (kW)	$\dot{m}_{\text{óleo}}$ (kg/s)	$\dot{Q}_{\text{comb}}$ (kW)	η
83,94	2787,6	1,0556	2853,9	0,0813	3280,3	87,0
83,94	2788,8	0,6667	1803,2	0,0520	2096,8	86,0
79,75	2787,6	1,8611	5039,6	0,1453	5860,0	86,0
75,56	2787,6	0,5833	1582,0	0,0456	1839,6	86,0
75,56	2792,1	1,0556	2867,5	0,0817	3295,9	87,0
75,56	2790,0	1,4444	3920,9	0,1117	4506,7	87,0
75,56	2790,0	0,0833	226,2	0,0064	260,0	87,0

TABELA 4.9 - Avaliação termodinâmica do gerador de vapor do Laticínio pela Segunda Lei.

h _e (kJ/kg)	h _s (kJ/kg)	s _e (kJ/kg.K)	s _s (kJ/kg.K)	$\dot{m}_{\text{água}}$ (kg/s)	$\dot{I}_{\text{GV}}$ (kW)	ε
83,94	2787,6	0,2966	6,4953	1,0556	2255,0	28,6
83,94	2788,8	0,2966	6,4823	0,6667	1438,4	28,5
79,75	2787,6	0,2822	6,4953	1,8611	4031,3	28,3
75,56	2787,6	0,2678	6,4953	0,5833	1266,3	28,3
75,56	2792,1	0,2678	6,4448	1,0556	2249,6	29,1
75,56	2790,0	0,2678	6,4692	1,4444	3088,6	28,8
75,56	2790,0	0,2678	6,4692	0,0833	178,2	28,8

TABELA 4.10 - Variação da irreversibilidade para o gerador de vapor do Laticínio

Temperatura no VC ₂		Irreversibilidades (kW)	
°C	K	$\dot{I}_{VC2}$	$\dot{I}_{VC} - \dot{I}_{VC2}$
25	298	-1593,72	-
50	323	-1203,66	-
75	348	-869,64	-
100	373	-580,40	-
125	398	-327,49	-
150	423	-104,48	-
175	448	93,65	3937,65
200	473	270,83	3760,47
225	498	430,22	3601,08
250	523	574,37	3456,93
275	548	705,37	3325,93
300	573	824,94	3206,36
325	598	934,51	3096,79
350	623	1035,28	2996,02
375	648	1128,29	2903,01
400	673	1214,38	2816,92
425	698	1294,30	2737,00
450	723	1368,70	2662,60
475	748	1438,12	2593,18
500	773	1503,06	2528,24
525	798	1563,92	2467,38
550	823	1621,09	2410,21
575	848	1674,89	2356,41
600	873	1725,60	2305,70
625	898	1773,50	2257,80
650	923	1818,79	2212,51
675	948	1861,70	2169,60
700	973	1902,41	2128,89
725	998	1941,07	2090,23
750	1023	1977,84	2053,46
775	1048	2012,86	2018,44
800	1073	2046,25	1985,05
825	1098	2078,12	1953,18
850	1123	2108,57	1922,73
875	1148	2137,69	1893,61
900	1173	2165,57	1865,73
925	1198	2192,29	1839,01
950	1223	2217,92	1813,38
975	1248	2242,51	1788,79
1000	1273	2266,15	1765,15
1025	1298	2288,87	1742,43
1050	1323	2310,73	1720,57
1075	1348	2331,78	1699,52
1100	1373	2352,07	1679,23

Nota: valores negativos desprezados por serem ineficazes.



Na Tabela 4.9 a irreversibilidade calculada corresponde a um volume de controle que envolve todo o gerador de vapor. Alterando-se tal volume de controle (VC_2), para que este envolva somente o evaporador, ao utilizar o balanço exerético (equação (3.18)) calcula-se a irreversibilidade presente nesta parte do equipamento. A seguir tal procedimento é aplicado, visando-se uma exemplificação, na situação em que a vazão de água é de 1,861 kg/s.

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j + \sum_e \dot{m}_e a_e - \sum_s \dot{m}_s a_s - \dot{I}_{VC2}$$

$$\dot{I}_{VC2} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} + \dot{m}_{\text{água}} (a_e - a_s)$$

sendo $\dot{Q}$ calculado a partir do balanço energético (Tabela (4.8)), portanto a irreversibilidade dentro do novo volume de controle é dado por:

$$\dot{I}_{VC2} = \left(1 - \frac{298}{T}\right) 5039,6 - 1593,72$$

Da mesma forma que foi realizado no item 4.2.1, a Tabela 4.10 visa mostrar, em um espectro ampliado de temperatura, como variam as irreversibilidades dentro do evaporador e onde se dá o processo de combustão ($\dot{I}_{VC} - \dot{I}_{VC2}$).

4.3.2. Compressores frigoríficos

No desenvolvimento desta etapa, depara-se com dois tipos de máquinas. O motor elétrico, responsável pelo acionamento primário, convertendo energia elétrica em mecânica, e o compressor, que recebe a energia mecânica e a aplica sobre o gás refrigerante sob a forma de trabalho.



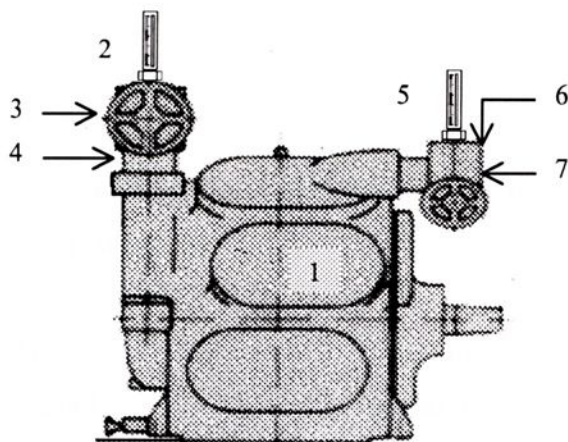
Na aquisição dos dados nos motores elétricos foi utilizado um instrumento de medição de grandezas elétricas cujo nome comercial é Nanovip Plus, fabricado pela Elcontrol. Este instrumento possibilita a leitura simultânea de várias grandezas elétricas, sendo as de interesse para o trabalho a tensão elétrica, a intensidade de corrente elétrica, a potência ativa e o fator de potência.

Quanto aos compressores, são necessários os valores de temperatura e pressão na sucção e descarga dos mesmos. Tais equipamentos dispõem normalmente de dois manômetros, um para sucção e outro para a descarga, que devem estar em bom estado de conservação e pelo menos garantir confiabilidade nas leituras. Conjugado a cada manômetro existe um termômetro, que nos equipamentos analisados não mede a temperatura do gás no ponto desejado. Devido a este fato, foi escolhido um compressor, identificado como U-23, que por sua vez possuía as melhores condições operacionais, sendo instalado na válvula de sucção deste um termômetro de bulbo tipo capela com escala de -50°C a 50°C , e na válvula de descarga o mesmo tipo de instrumento com escala de 0 a 150°C , conforme a Figura 4.5.

Devido às limitações impostas pela empresa quanto a intervenção junto aos compressores, no que diz respeito à instalação dos termômetros fixos em todos eles, decidiu-se por obter as medidas das temperaturas de forma indireta.

As temperaturas medidas por estes termômetros tipo capela serviram de referência para um termômetro digital portátil modelo MT 510, fabricado pela Minipa, visando estabelecer uma relação entre as leituras dos instrumentos e desta forma agilizar a aquisição dos dados. Os valores lidos por estes instrumentos estão na Tabela 4.11. Quanto à utilização do termômetro portátil, deve-se observar que a ponta de prova deve ser apropriada para a realização de medições em superfícies; para a medição na sucção, deve-se colocar a ponta de prova logo abaixo da válvula, evitando-se a crosta de gelo que se forma por conta da umidade do ar, pois essa altera significativamente os valores medidos; na descarga deve-se medir a temperatura diretamente no corpo da válvula, ao lado do termômetro tipo capela.





- legenda: 1. compressor
2. termômetro capela -50°C a 50°C
3. válvula de sucção
4. local da ponta de prova
5. termômetro capela 0°C a 150°C
6. local da ponta de prova
7. válvula de descarga

FIGURA 4.5 - Compressor e a localização dos termômetros

TABELA 4.11 - Leitura dos termômetros instalados nos compressores do Lacticínio

horário da leitura	sucção (°C)		descarga (°C)	
	termômetro capela	termômetro digital	termômetro capela	termômetro digital
9h 30min	6,0	5,5	106,0	106,9
9h 45min	6,0	4,7	106,0	106,5
10h	6,5	5,0	106,0	106,5
10h 15min	6,5	6,0	106,0	105,2
10h 30min	7,0	4,8	107,0	105,3
10h 45min	7,0	5,4	108,0	107,5
11h	7,0	5,7	110,0	110,2
MÉDIA	6,6	5,3	107,0	106,9

A partir da Tabela 4.11 verifica-se que a leitura do termômetro digital na sucção deve ser corrigida somando-se 1,3 °C, e na descarga não é necessária a correção.

A seguir será desenvolvido o roteiro de cálculo aplicado ao compressor U-23, no qual estarão presentes os dados e as avaliações da análise do motor elétrico e do

compressor. Para os demais compressores vale o mesmo procedimento, sendo os resultados mostrados de forma consolidada na Tabela 4.16.

• Motor elétrico

A máquina elétrica que aciona o compressor é um motor de indução trifásico com os seguintes dados de placa:

Fabricante: WEG	Tensão: 380 V
Modelo: 250S/M0584	Corrente: 140 A
Potência nominal: 100 cv (73,6 kW)	Rotação: 1780 rpm

Na Tabela 4.12 estão registrados os valores medidos pelo instrumento de medição de grandezas elétricas.

TABELA 4.12 - Grandezas elétricas medidas no motor

tensão (V)	corrente (A)	potência (kW)	fator de potência
360,0	125,6	67,4	0,86

Consultando-se a curva característica do motor sob análise (Figura 3.6) com entrada pela corrente elétrica, observa-se que o equipamento está operando com um rendimento igual a 92 %, cuja potência mecânica é obtida da equação (3.22):

$$P_{mec} = \eta \times P_{el} = 0,92 \times 67,4$$

$$P_{mec} = 62,0 \text{ kW}$$

desta forma, o motor está operando com um carregamento de 84,2%.

• Compressor frigorífico

A seguir são mostrados os dados nominais do compressor:



Fabricante	SABROE	Diâmetro do pistão	100 mm
Modelo	SMC 108 S	Curso do pistão	80 mm
Fluido de trabalho	NH ₃ (amônia)	Rotação	1170 rpm
Número de cilindros	8		

Na Tabela 4.13, estão presentes os valores de pressão e temperatura medidos de acordo com o procedimento descrito anteriormente, bem como os consultados em tabelas termodinâmicas (Van Wylen *et al.*, 1995).

TABELA 4.13 - Grandezas termodinâmicas medidas e consultadas

Grandezas	Unidade	Sucção	Descarga
Pressão	kPa	260	1170
Temperatura	°C	6,6	106,9
Entalpia	kJ/kg	1474,2	1676,3
Entropia	kJ/kg.K	5,679	5,593
Volume específico	m ³ /kg	0,5064	0,15067
Entalpia isentrópica	kJ/kg	-	1709,7

A próxima etapa consiste em calcular o trabalho isentrópico (Burghardt & Harbach, 1993), que servirá para a obtenção do rendimento isentrópico do compressor.

Primeiramente calcula-se o volume entre os pontos inferior e superior do cilindro (percurso no deslocamento do pistão), conforme a equação (4.6).

$$V_{\text{deslocamento}} = \frac{\pi d^2}{4} L_{\text{deslocamento}} \quad (4.6)$$

$$V_{\text{deslocamento}} = \frac{\pi(100 \times 10^{-3})^2}{4} (80 \times 10^{-3})$$

$$V_{\text{deslocamento}} = 6,28 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

O rendimento volumétrico é obtido da equação (3.5) para $n = k = 1,297$ e assumindo-se uma porcentagem de volume morto igual a 6,5 %, tem-se:

$$\eta_v = 1 + c - c \times \left(\frac{p_{\text{descarga}}}{p_{\text{sucção}}} \right)^{1/n} = 0,85$$

A partir do volume no deslocamento do cilindro e do rendimento volumétrico, chega-se ao volume realmente admitido no cilindro através da equação (3.6).

$$V_{\text{real}} = \eta_v \times V_{\text{deslocamento}}$$

$$V_{\text{real}} = 5,338 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{rev.}$$

Dessa forma, o trabalho isentrópico é calculado pela equação (3.9) (fazendo-se $n = k = 1,297$),

$$\dot{W}_{\text{iso}} = \frac{k}{k-1} \times p_{\text{sucção}} \times V_{\text{real}} \times N \times \left(1 - \left(\frac{p_{\text{descarga}}}{p_{\text{sucção}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)$$

$$\dot{W}_{\text{iso}} = -4,9 \text{ kW/cilindro}$$

logo, para 8 cilindros:

$$\dot{W}_{\text{iso}} = -39,2 \text{ kW}$$

O trabalho isentrópico também pode ser calculado pelo procedimento abaixo descrito, através da avaliação da vazão em massa da amônia pela equações (3.7) e (3.8),

$$\dot{V}_{\text{real}} = N \times V_{\text{real}} = \frac{1170}{60} \times 5,338 \times 10^{-4} = 1,041 \times 10^{-2} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\dot{m}_{1\text{cilindro}} = \frac{V_{\text{real}}}{l/\rho_{\text{sucção}}} = \frac{1,041 \times 10^{-2}}{0,5064} = 2,06 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$$

logo, para 8 cilindros,

$$\dot{m}_{8\text{cilindros}} = 0,164 \text{ kg/s}$$

Na condição isoentrópica a entalpia para a descarga é de 1709,7 kJ/kg. Assim o trabalho isoentrópico pode ser calculado pela equação (3.11).

$$\dot{W}_{\text{iso}} = \dot{m}_{8\text{cilindros}} \times (h_{\text{sucção}} - h_{\text{desc arg a}_{\text{iso}}}) = 0,164 \times (1474,2 - 1709,7)$$

$$\dot{W}_{\text{iso}} = -38,62 \text{ kW}$$

Com esse novo resultado, observa-se uma diferença de cerca de 1,5%, o que sinaliza o emprego de qualquer uma das metodologias com boa aproximação, observando-se que a primeira delas possibilita a avaliação da vazão em massa.

A partir dos valores da potência mecânica e do trabalho isoentrópico por unidade de tempo, calcula-se o rendimento isoentrópico utilizando-se a equação (3.10).

$$\eta_{\text{COMP}} = \frac{\dot{W}_{\text{iso}}}{\dot{W}_{\text{real}}} = \frac{\dot{W}_{\text{iso}}}{P_{\text{mec}}} = \frac{39,2}{62}$$

$$\eta_{\text{COMP}} = 63,2 \%$$

Na aplicação da Segunda Lei da Termodinâmica, torna-se necessário avaliar-se o calor rejeitado pelo bloco do compressor e a vazão em massa do fluido refrigerante. Essa avaliação baseia-se na variação do expoente n da equação (3.5) entre a situação isotérmica até a isoentrópica ($1,0 < n < k$), possibilitando-se obter dessa forma, a vazão em massa para cada condição pela aplicação das equações

(3.6), (3.7) e (3.8). O calor rejeitado pelo bloco é obtido do balanço energético (equação (3.2)), como se segue,

$$\dot{Q} = P_{mec} - \dot{m}(h_{sucção} - h_{descarga}),$$

sendo que na Tabela 4.14 mostram-se os resultados da avaliação sugerida, adotando-se para a análise os valores médios, visto que não se dispõe de elementos para estabelecer a condição politrópica real do processo.

TABELA 4.14 - Avaliação da vazão e do calor rejeitado no compressor

expoente politrópico n	V _{curso} (10 ⁻⁴ m ³)	η _v	V _{real} (10 ⁻⁴ m ³)	ṁ (kg/s)	Q̇ (kW)
1,05	6,28	0,79	4,98	0,153	-30,99
1,1	6,28	0,81	5,09	0,157	-30,32
1,15	6,28	0,82	5,18	0,160	-29,74
1,2	6,28	0,84	5,26	0,162	-29,24
1,25	6,28	0,85	5,33	0,164	-28,81
Valores médios				0,159	-29,82

De posse dos valores médios para a vazão em massa e calor rejeitado pelo bloco do compressor, calcula-se a eficiência exergetica por intermédio da equação (3.20), que por sua vez depende da temperatura em que ocorre a troca de calor; dessa forma, os resultados para a irreversibilidade (equação (3.19)) e a eficiência serão apresentados para um espectro ampliado de temperatura na Tabela 4.15.

Nesse ponto é oportuno salientar que os compressores sob análise possuem um sistema de arrefecimento que utiliza a água em circuito fechado, que por sua vez passa pelo cabeçote do equipamento; caso não haja um acompanhamento e controle das condições fisico-químicas da água utilizada no resfriamento do bloco do compressor, é comum a formação de lodo e deposição de outros materiais, que por sua vez prejudicam o processo de transferência de calor.



TABELA 4.15 - Irreversibilidades e eficiências exeréticas para o compressor U-23

T (°C)	T (K)	$\dot{I}$ (kW)	ε (%)
25,0	298,0	25,7	58,5
30,0	303,0	25,2	59,3
35,0	308,0	24,8	60,0
40,0	313,0	24,3	60,8
45,0	318,0	23,9	61,5
50,0	323,0	23,4	62,2
55,0	328,0	23,0	62,9
60,0	333,0	22,6	63,5
65,0	338,0	22,2	64,2
70,0	343,0	21,8	64,8
75,0	348,0	21,5	65,4
80,0	353,0	21,1	66,0
85,0	358,0	20,7	66,5
90,0	363,0	20,4	67,1
95,0	368,0	20,1	67,6
100,0	373,0	19,7	68,2
105,0	378,0	19,4	68,7
110,0	383,0	19,1	69,2
115,0	388,0	18,8	69,6
120,0	393,0	18,5	70,1
125,0	398,0	18,2	70,6
130,0	403,0	18,0	71,0
135,0	408,0	17,7	71,5
140,0	413,0	17,4	71,9
145,0	418,0	17,2	72,3
150,0	423,0	16,9	72,7

O procedimento desenvolvido para a avaliação do compressor U-23 foi estendido para as demais máquinas, sendo os resultados apresentados na Tabela 4.16. Apesar das eficiências de Segunda Lei terem sido calculadas para uma faixa de temperaturas, na Tabela 4.16 é apresentado um único valor para cada equipamento, sendo este correspondente a uma temperatura próxima da descarga do compressor, ou seja 50 °C para o R22 e 100 °C para a amônia; na coluna identificada como “operação” fornece-se o número de pistões em operação em relação ao número total de pistões.

TABELA 4.16 - Valores consolidados para os compressores frigoríficos do Laticínio

identificação	condição	motor elétrico					compressor						
		P _{nominal} (kW)	P _{elétrica} (kW)	η_{motor} (%)	P _{mecânica} (kW)	carga (%)	modelo	fluido de trabalho	operação	$\dot{m}$ (kg/s)	$\dot{W}_{\text{iso}}$ (kW)	η_{iso} (%)	ε (%)
U-11	manutenção	73,6	-	-	-	-	SMC 108S	NH ₃	-	-	-	-	-
U-12	stand by	55,2	-	-	-	-	SMC 106S	R22	-	-	-	-	-
U-13	operando	55,2	27,3	90,0	24,6	44,6	SMC 106S	R22	6/6	0,116	10,8	44,0	41,4
U-19	operando	73,6	56,6	91,0	51,5	70,0	SMC 108S	NH ₃	8/8	0,113	35,0	68,0	69,8
U-22	manutenção	36,8	-	-	-	-	SMC 104S	NH ₃	-	-	-	-	-
U-23	operando	73,6	67,4	92,0	62,0	84,2	SMC 108S	NH ₃	8/8	0,159	39,3	63,3	68,2
U-24	operando	55,2	30,7	90,0	26,4	47,8	SMC 106S	NH ₃	4/6	0,071	19,7	74,4	75,7
U-25	operando	55,2	29,2	90,0	26,3	47,6	SMC 106S	NH ₃	4/6	0,063	18,4	70,1	71,9
U-26	operando	73,6	53,1	92,0	48,9	66,4	SMC 108S	NH ₃	8/8	0,162	38,4	79,4	80,7
U-27	stand by	73,6	-	-	-	-	SMC 104S	NH ₃	-	-	-	-	-
U-28	operando	73,6	57,2	92,0	52,6	71,5	SMC 108S	NH ₃	8/8	0,111	35,6	67,7	69,1
U-29	stand by	73,6	-	-	-	-	SMC 108S	NH ₃	-	-	-	-	-

Nota: temperatura de descarga para o R22 de 50°C e para a amônia (NH₃) de 100°C.



4.4. Indústria de Bebidas

Para este estudo de caso foram somente disponibilizados o *lay-out* da sala de máquinas, onde localizam-se os compressores frigoríficos, e alguns valores gerais de pressão e temperatura na sucção e descarga das máquinas, sendo portanto desenvolvido um estudo com a fábrica numa condição hipotética. A análise aqui aplicada será idêntica ao do laticínio, com a diferença que as condições de sucção e descarga dos compressores serão constantes, não havendo portanto o comportamento dinâmico que ocorre em um caso real, mas dentro de uma característica operacional própria desse tipo de indústria.

O sistema de refrigeração é acionado por um conjunto de sete compressores do tipo alternativo, sendo quatro da linha SMC, fabricados pela SABROE, e três da linha 446 RCB, fabricados pela VILTER. Quanto ao fluido refrigerante, todas as máquinas utilizam amônia (NH_3).

4.4.1. Análise técnica

Na Tabela 4.17 estão presentes os valores de pressão e temperatura obtidos, bem como os consultados em tabelas termodinâmicas (Van Wylen *et al.*, 1995).

TABELA 4.17 - Grandezas termodinâmicas medidas e consultadas para a Indústria de Bebidas

Grandezas	Unidade	Sucção	Descarga
Pressão	kPa	260	1170
Temperatura	°C	6,6	106,9
Entalpia	kJ/kg	1474,2	1676,3
Entropia	kJ/kg.K	5,679	5,593
Volume específico	m ³ /kg	0,5064	0,15067
Entalpia isoentrópica	kJ/kg	-	1709,7

A Tabela 4.18 mostra uma condição de operação hipotética para os compressores, estando o sistema funcionando com uma capacidade de 66 % da total. Igualmente ao ocorrido na análise do laticínio, as eficiências de Segunda Lei foram calculadas para uma faixa de temperaturas, na Tabela 4.18 será apresentado um único valor para cada equipamento, sendo este correspondente a uma temperatura próxima da descarga do compressor, ou seja 70 °C; a coluna identificada como “operação” fornece o número de pistões em operação em relação ao número total de pistões.

TABELA 4.18 – Valores consolidados para os compressores frigoríficos da Indústria de Bebidas

identificação	condição	motor elétrico			compressor				
		η_{motor} (%)	$P_{mecânica}$ (kW)	carga (%)	modelo	operação	$\dot{m}$ (kg/s)	η_{iso} (%)	ϵ (%)
1	operando	87,0	38,0	41,3	SMC 108L	4/8	0,169	67,7	70,8
2	operando	90,0	55,0	59,8	SMC 108L	6/8	0,254	70,2	72,9
3	operando	91,0	75,0	81,5	SMC 108L	8/8	0,339	68,6	71,6
4	operando	92,0	65,0	88,3	SMC 108L	8/8	0,339	79,2	80,6
5	stand by	-	-	-	446 RCB	-	-	-	-
6	operando	92,0	40,0	90,5	446 RCB	4/6	0,203	77,0	78,7
7	stand by	-	-	-	446 RCB	-	-	-	-

CAPÍTULO 5

ESTUDO DE CASOS – PROPOSTA E ANÁLISE ECONÔMICA

5.1. Introdução

Em complemento à análise técnica dos equipamentos, serão avaliadas algumas possibilidades de intervenção que visem a conservação de energia e o respectivo retorno de capital, em um determinado período sob as condições de mercado, mediante a uma ação ou investimento. O conceito de conservação de energia permite focalizar um sistema sob vários ângulos, proporcionando em determinadas vezes mais de uma proposta de ação, ou ainda em relação a um mesmo potencial de redução do consumo de energia pode-se indicar várias alternativas de solução, e nessas situações a análise econômica permite identificar qual a melhor opção dentro de um mesmo cenário.

É necessário ressaltar que este estudo está sendo realizado numa situação diferenciada no que diz respeito a situação econômica do Brasil, tendo em vista a liberação do valor do dólar em relação ao real, ocasionando a desvalorização deste último. Por ser um fato recente, o câmbio está instável e portanto adotou-se o real como base de cálculo, uma vez que os valores disponíveis nesta moeda não sofreram alteração. O dólar antes da desvalorização estava sendo negociado a R\$ 1,20; no momento em que se realiza esta análise, no período jan./fev. 1999, a cotação está sendo de R\$ 2,01 e o Governo Federal prevê uma estabilização para o dólar no valor de R\$ 1,60. Caso fossem convertidos para o dólar todos os valores consultados poder-se-ia estar impondo uma flutuação que não existe para estes.

5.2. Geração de calor

Para os geradores de água quente e vapor avaliar-se-ão os insumos atuais e serão analisadas as possibilidades de troca do energético, através da substituição do sistema de combustão para o gás natural ou o gás liquefeito de petróleo (GLP).



5.2.1. Pastificio

Trata-se de uma empresa de pequeno porte com limitações de capital, e devido a esta característica, as possibilidades de investimentos são pequenas. A Tabela 5.1 mostra os custos médios da mão-de-obra e do combustível, projetados em um ano, para a operação do gerador de água quente.

TABELA 5.1 - Custo operacional anual médio para o gerador de água quente do Pastificio

discriminação	custo (R\$/ano)
mão-de-obra	1079,76
combustível (lenha)*	2199,60
TOTAL	3279,36

* Conversão de massa para volume: 390 kg/sm^3 @ 25% umidade (BEN, 1998)
Custo: R\$ 13,00/sm³

Uma situação a ser analisada seria a substituição do energético, no caso em questão a lenha pelo gás natural ou GLP. Na Tabela 5.2 encontram-se os valores referentes aos investimentos em equipamentos e os respectivos custos com o consumo do novo combustível.

TABELA 5.2 - Investimentos e custos para a troca do energético para a caldeira do Pastificio

discriminação	investimento (R\$)	custo do combustível (R\$/ano)
gás natural	2150,00*	14980,56 *
GLP	1750,00*	16096,46**

Legenda: * AUTO-FERR Indústria e Comércio de Queimadores Ltda. – dez. 1998

- ♦ COMGÁS fev. 1999 – tarifa da classe 5 – PCI = 35756 kJ/Nm^3
termo fixo: R\$ 104,48
termo variável: R\$ $0,704982/\text{Nm}^3$
fatura = termo fixo + (volume [Nm^3] × termo variável)
- ♦ ULTRAGÁS – PCI = 45980 kJ/kg
custo estimado para o município de Guaratinguetá: R\$ 1,0634/kg

Comparando-se as despesas com o combustível entre a condição atual e as propostas, verifica-se a desvantagem na troca do energético.

5.2.2. Laticínio

A Tabela 5.3 apresenta os resultados da avaliação operacional, em termos de custos, do gerador de vapor nas condições atuais.

TABELA 5.3 - Avaliação operacional do gerador de vapor do Laticínio

discriminação	custo (R\$/ano)
mão-de-obra	61200,00
óleo combustível 1A	331952,64*
outros	135600,00
TOTAL	528752,64

* Custo do óleo combustível 1A: R\$ 0,16190/kg – fev. 1999

A situação a ser analisada será a da substituição do energético, no caso em questão o óleo combustível pelo gás natural ou GLP. Na Tabela 5.4 encontram-se os valores referentes aos investimentos em equipamentos e os respectivos custos com o consumo do novo combustível.

TABELA 5.4 - Investimentos e custos para a troca do energético para o gerador de vapor do Laticínio

discriminação	investimento (R\$)	custo do combustível (R\$/ano)
gás natural	31460,00*	726698,64*
	27200,00**	
GLP	25000,00**	1503576,37**

legenda: * ATA Combustão Técnica S.A. – dez. 1998

** AUTO-FERR Indústria e Comércio de Queimadores Ltda. – dez. 1998

♦ COMGÁS fev. 1999 – tarifa da classe 7 – PCI = 35756 kJ/Nm³

termo fixo: R\$ 8410,20

termo variável: R\$ 0,270540/Nm³

fatura = termo fixo + (volume [Nm³] × termo variável)

♦♦ ULTRAGÁS – PCI = 45980 kJ/kg

custo estimado para o município de Guaratinguetá: R\$ 0,8361/kg

Comparando-se as despesas com o combustível entre a condição atual e as propostas, verifica-se a desvantagem na troca do energético.

5.3. Compressores frigoríficos

Com a finalidade de reduzir-se ou, na melhor das hipóteses, não permitir a operação de compressores em carga parcial será proposta a instalação de um sistema de supervisão para o monitoramento desses equipamentos, promovendo-se dessa forma uma operação mais próxima das condições nominais do conjunto formado pelo motor elétrico e compressor que permanecem em funcionamento.

O monitoramento é possível através do uso de controladores lógicos programáveis (CLP), que podem ter uma arquitetura interna aberta (permitem uma grande flexibilidade na parametrização) ou fechada (possuem aplicação dedicada). Adotar-se-á para efeito ilustrativo o sistema de controle desenvolvido pela Sabroe, que é constituído pelo *Unisab II*, *Comsab II* e *Mastersab*, sendo esses itens de estrutura dedicada ao controle de compressores frigoríficos.

O *Unisab II* é a unidade controladora individual para o compressor, sendo responsável pelo registro dos valores de pressão e temperatura (na sucção e descarga e do no sistema de lubrificação), da intensidade de corrente elétrica do motor, das horas de funcionamento e entre outras funções. Todos estes valores são monitorados e mantidos dentro de limites pré-estabelecidos na parametrização. No caso de mais de um compressor, na composição de um mesmo sistema, os *Unisab's* podem ser interligados, proporcionando-se um funcionamento seqüencial das máquinas frigoríficas, além da ampliação das funções, tais como:

- melhor seqüência de partida entre os compressores;
- verificação a qualquer momento do estado de funcionamento de todos compressores, acessando-se um único controlador ;
- definição de um compressor como líder, e os demais como escravos, visando-se a otimização do funcionamento das unidades, operando-se somente aquelas que sejam realmente necessárias;
- substituição de um compressor com problemas por outro em *stand by*;
- possibilidade de interligação entre até 14 compressores.

Em suplemento, pode-se instalar o módulo de comunicação *Comsab II*, que funcionará como uma interface entre os controladores e um microcomputador padrão PC, possuindo este último o *software Mastersab* residente, que necessitará apenas de

um operador, localizado fora da sala de máquinas, possibilitando-lhe o acesso a todas as informações disponíveis e mais a condição de registrar e arquivar os dados de funcionamento a cada 10 segundos, permitindo-se por exemplo a criação de curvas e a obtenção de resultados estatísticos operacionais (Sabroe, 1998).

5.3.1. Laticínio

Os compressores que utilizam a amônia como fluido de trabalho, apresentados na Tabela 4.16, operam em paralelo, existindo portanto a possibilidade do deslocamento das cargas mediante a otimização da operação dos equipamentos envolvidos, através da supervisão e controle proporcionado pelo sistema apresentado no item 5.3.

Partido-se da hipótese de que a operação dos compressores modelo 108S em funcionamento fosse equivalente ao compressor U-26, cujo rendimento isoentrópico foi de 79,4% com vazão em massa igual a 0,162 kg/s, tornar-se-ia possível desligar os compressores U-24 e U-25, que operam em capacidade parcial e que cujos motores elétricos apresentam um carregamento inferior a 70 %. Tal procedimento corresponderia à redução de aproximadamente 60 kW elétricos.

Tendo em vista este cenário, a Tabela 5.5 apresenta o investimento em equipamentos e a Tabela 5.6 o retorno proveniente da redução da despesas com a energia elétrica. O contrato de fornecimento de energia elétrica é do tipo horosazonal (THS) azul do grupo A-4, no qual existem valores diferenciados para a demanda e consumo conforme o horário (ponta e fora de ponta) e o período do ano (período seco de maio a novembro e úmido nos meses complementares). A fábrica funciona em média 624 horas por mês, sendo 78 horas no horário de ponta e 546 horas no horário fora de ponta.



TABELA 5.5 - Investimento em equipamentos para supervisão e controle dos compressores do Laticínio

descrição	valor unitário (R\$)	quantidade	total (R\$)
Unisab II	6809,56*	10	68095,60
Comsab II	2398,11*	1	2757,83
Mastersab	2740,00*	1	2740,00
TOTAL (R\$)			73593,43

* Sabroe – jan. 1999

TABELA 5.6 - Economia anual na energia elétrica para o Laticínio

descrição	horário/periodo	tarifa* (R\$/kWh)	horas (h)	potência (kW)	número de meses	total (R\$)
consumo	PS	0,08595	78	60	7	2815,72
	FPS	0,04087	546	60	7	9372,31
	PU	0,07954	78	60	5	1861,24
	FPU	0,03611	546	60	5	5914,82
TOTAL 1 (R\$)						19964,09
descrição	horário	tarifa* (R\$/kW)	potência (kW)	número de meses	total (R\$)	
demanda	Ponta	13,11	60	12	9439,20	
	Fora de Ponta	4,37	60	12	3146,40	
TOTAL 2 (R\$)						12585,60

TOTAL 1 + TOTAL 2 (R\$)					32549,69
-------------------------	--	--	--	--	----------

* Empresa Bandeirante de Energia S.A. – fev. 1999

A partir do investimento em equipamentos e das receitas anuais devido à economia de energia elétrica, compõe-se o fluxo de caixa para um determinado período, sendo adotado para este estudo um prazo máximo de cinco anos (Figura 5.1). Primeiramente serão calculados os valores presentes líquidos, para as taxas de

juros de 12 % ao ano e 18 % ao ano, partindo-se do segundo ano a contar da data do investimento devido ao montante do capital de retorno. A título de exemplo, será calculado o valor presente líquido para três anos a uma taxa de juros de 12 % ao ano utilizando-se a equação (3.23). Os demais valores estarão consolidados na Tabela 5.7.

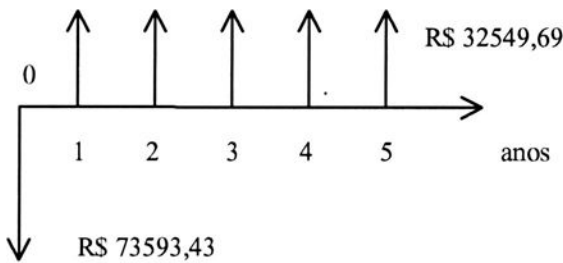


FIGURA 5.1 - Fluxo de caixa para a análise de investimento nos controladores para o Laticínio

$$VPL = \sum_0^r F_r (1 + i)^{-r}$$

$$VPL = -\frac{73593,43}{(1 + 0,12)^0} + \frac{32549,69}{(1 + 0,12)^1} + \frac{32549,69}{(1 + 0,12)^2} + \frac{32549,69}{(1 + 0,12)^3}$$

$$VPL = 4585,43$$

TABELA 5.7 - Tabela consolidada para os valores presentes líquidos

valores	períodos (anos)					
	0	1	2	3	4	5
receitas (R\$)	0,00	32549,69	32549,69	32549,69	32549,69	32549,69
despesas (R\$)	73593,43	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
VPL 12%a.a. (R\$)	—	—	-18582,79	4585,43	25271,35	43740,92
VPL 18%a.a. (R\$)	—	—	-22632,27	-2821,52	13967,25	28195,02

Nota-se, na tabela anterior, que para um cenário com taxa de juros de 12% a.a., o empreendimento proposto se viabiliza entre 2 e 3 anos, ao passo que para o outro cenário, com taxa de 18% a.a., o mesmo apenas ocorre entre 3 e 4 anos. Para uma melhor precisão desses prazos, pode-se lançar mão de uma metodologia de análise financeira específica para esse fim.

Uma vez assumido que as receitas no fluxo de caixa distribuem-se uniformemente ao longo do período e conhecida a taxa de juros, pode-se utilizar a equação (3.25) para o cálculo do prazo de retorno do investimento, como segue:

$$r = \frac{\log \frac{F}{F - Ci}}{\log(1 + i)},$$

para 12 % ao ano, tem-se:

$$r(12\%a.a.) = \frac{\log \frac{32549,69}{32549,69 - (73593,43 \times 0,12)}}{\log(1 + 0,12)}$$

$$r(12\%a.a.) = 2,8 \text{ anos}$$

analogamente, para 18 % ao ano, tem-se:

$$r(18\%a.a.) = 3,2 \text{ anos}$$

Uma outra situação a ser considerada seria confrontar o retorno do investimento em equipamentos frente ao mercado financeiro. Nesta condição, cabe lembrar que para uma análise consistente deste tipo de estudo requer-se o domínio sobre os aspectos financeiros e econômicos e suas tendências, que por sua vez estaria além do que pretende-se desenvolver neste trabalho. Todavia, é possível simular-se de maneira genérica o confronto entre os investimentos através dos métodos apresentados no item 3.4. Como exemplo, será utilizado o método da taxa interna de



retorno (TIR) através da equação (3.23) igualada a zero e resolvida para a taxa de juros (taxa interna), sendo os valores apresentados na Tabela 5.8.

TABELA 5.8 - Simulação para a taxa interna de retorno (valores em R\$)

anos	investimento em equipamentos	Mercado Financeiro			
		1% a.m. 13% a.a.	1,5% a.m. 20% a.a.	2% a.m. 27% a.a.	2,5% a.m. 34% a.a.
0	-73593,43	-73593,43	-73593,43	-73593,43	-73593,43
1	32549,69	9567,15	14718,69	19870,23	25021,77
2	32549,69	10810,87	17662,42	25235,19	33529,17
3	32549,69	12216,29	21194,91	32048,69	44929,08
4	32549,69	13804,41	25433,89	40701,83	60204,97
5	32549,69	15598,98	30520,67	51691,33	80674,66
TIR (%)	34	-5	13	30	45

Frente aos valores praticados pelo mercado, o investimento proposto mostra-se atrativo quando comparado com aplicações no mercado financeiro com taxas inferiores a 27% a.a., ainda que seja preciso lembrar que essa abordagem tem por objetivo apenas ilustrar ao empreendedor outras possibilidades de emprego do seu capital.

5.3.2. Indústria de bebidas

Os compressores apresentados na Tabela 4.18, operam em paralelo e portando existindo a possibilidade do deslocamento das cargas mediante a otimização da operação dos equipamentos envolvidos, através da supervisão e controle proporcionado pelo sistema apresentado no item 5.3.

Numa condição de operação hipotética, a potência elétrica total solicitada é 301,4 kW e a vazão total de amônia é de 1,3 kg/s (Tabela 4.18). A Tabela 5.9 mostra proposta de uma outra possibilidade de operação visando-se um melhor aproveitamento da capacidade dos compressores e conseqüentemente a melhoria do carregamento dos motores elétricos. Em tal situação, o compressor nº 6 é desligado e ocorre uma redistribuição entre os carregamentos das máquinas em operação,

passando-se o valor da potência elétrica total solicitada para 276,4 kW, ou seja, uma redução de 25 kW, para a mesma vazão de amônia.

Na situação proposta, a Tabela 5.10 apresenta o investimento em equipamentos e a Tabela 5.11 o retorno proveniente da redução da despesas com a energia elétrica. O contrato de fornecimento de energia elétrica é do tipo horosazonal (THS) azul do grupo A-4, e a unidade fabril funciona em média 624 horas por mês, sendo 78 horas no horário de ponta e 546 horas no horário fora de ponta.

TABELA 5.9 – Valores consolidados para os compressores frigoríficos da Indústria de Bebidas na condição proposta

identificação	condição	motor elétrico			compressor				
		η_{motor} (%)	$P_{mecânica}$ (kW)	carga (%)	modelo	operação	$\dot{m}$ (kg/s)	η_{iso} (%)	ϵ (%)
1	operando	90,0	65,0	70,7	SMC 108L	8/8	0,339	79,2	80,6
2	operando	90,0	65,0	70,7	SMC 108L	8/8	0,339	79,2	80,6
3	operando	90,0	65,0	70,7	SMC 108L	8/8	0,339	79,2	80,6
4	operando	92,0	55,0	74,7	SMC 108L	6/8	0,254	70,2	72,9
5	stand by	-	-	-	446 RCB	-	-	-	-
6	stand by	-	-	-	446 RCB	-	-	-	-
7	stand by	-	-	-	446 RCB	-	-	-	-

TABELA 5.10 - Investimento em equipamentos para supervisão e controle dos compressores da Indústria de Bebidas

descrição	valor unitário (R\$)	quantidade	total (R\$)
Unisab II	6809,56*	7	47666,92
Comsab II	2398,11*	1	2757,83
Mastersab	2740,00*	1	2740,00
TOTAL (R\$)			53164,75

* Sabroe – jan. 1999



TABELA 5.11 - Economia anual na energia elétrica para a Indústria de Bebidas

descrição	horário/período	tarifa* (R\$/kWh)	horas (h)	potência (kW)	número de meses	total (R\$)
consumo	PS	0,08595	78	25	7	1173,22
	FPS	0,04087	546	25	7	3905,13
	PU	0,07954	78	25	5	775,52
	FPU	0,03611	546	25	5	2464,51
TOTAL 1 (R\$)						8318,38
descrição	horário	tarifa* (R\$/kW)	potência (kW)	número de meses	total (R\$)	
demanda	Ponta	13,11	25	12	3933,00	
	Fora de Ponta	4,37	25	12	1131,00	
TOTAL 2 (R\$)						5064,00
TOTAL 1 + TOTAL 2 (R\$)						13382,38

* Empresa Bandeirante de Energia S.A. – fev. 1999

Devido à diferença entre os valores do investimento em equipamentos e da economia de capital com a energia elétrica em um ano, será aplicado para uma análise preliminar, o método do prazo de retorno. Para tanto assumir-se-á que as receitas no fluxo de caixa distribuem-se uniformemente ao longo do tempo a uma determinada taxa de juros, podendo-se assim utilizar a equação (3.25) para o cálculo do investimento, como segue:

$$r = \frac{\log \frac{F}{F - Ci}}{\log(1 + i)},$$

para 12 % ao ano, tem-se:

$$r(12\%a.a.) = \frac{\log \frac{13382,38}{13382,38 - (53164,75 \times 0,12)}}{\log(1 + 0,12)}$$

$$r(12\%a.a.) = 5,7 \text{ anos}$$

analogamente, para 18 % ao ano, tem-se:

$$r(18\%a.a.) = 7,6 \text{ anos}$$

Tendo em vista estes prazos de retorno acima calculados, o investimento para a situação proposta tornar-se-ia inviável se comparados com os exigidos pelas indústrias nacionais, que varia de um período inferior de dois a três anos, dependendo das condições e características das mesmas.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÃO

A partir das análises de Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica, surgem três frentes de ação dentro da Conservação de Energia. A primeira destina-se à avaliação de um determinado equipamento ou sistema, auxiliando na quantificação e qualificação das grandezas físicas de interesse, e conseqüentemente orientando quanto à necessidade ou não de intervenção; a segunda possibilita fornecer mais elementos de análise dentro de um critério de decisão ligado a uma implantação ou ampliação num ambiente industrial; a terceira surge como mais uma ferramenta para o estudo do desempenho de equipamentos por parte dos fabricantes, através da localização de pontos críticos, principalmente pela análise exergetica.

O pastificio analisado possui um gerador de água quente que utiliza a lenha como combustível. No cálculo do rendimento de Primeira Lei para esse equipamento, chegou-se a um valor de 73,5%. A título de comparação, em um trabalho aplicado às pequenas caldeiras a lenha (Nogueira & Peres, 1998), foi obtido um valor de 65,6%. Na análise de Segunda Lei foi encontrada uma eficiência de 13,1%, e devido ao seu caráter qualitativo, este valor deve ser interpretado como um indicativo de que o processo de obtenção de água quente possui uma irreversibilidade considerável, sendo a maior parte desta localizada no processo da combustão e na passagem dos gases quentes no interior da caldeira.

Este resultado é confirmado ao observar-se que durante a colocação da lenha na caldeira, varia-se muito pouco a temperatura da água, seguido de oscilações na temperatura da chaminé, tendendo ao aumento deste valor e havendo um declínio do mesmo à medida que se processa a combustão. Outros fatores também estão presentes no aumento das irreversibilidades, como por exemplo a qualidade da lenha e o manuseio da mesma, a não uniformidade na operação e a falta de procedimentos na operação e manutenção. Para o mesmo equipamento foi avaliada a possibilidade da troca do combustível, passando-se para gás natural ou GLP, mas tal intervenção apresentou um custo referente ao consumo do novo energético superior ao das

condições atuais de funcionamento e portanto não havendo retorno de capital para a amortização do investimento, sendo a modificação da caldeira uma ação sem atratividade no momento. Dessa forma, para as atuais condições de uso da caldeira, um procedimento recomendável seria dedicar uma maior atenção ao monitoramento e controle operacional.

O gerador de vapor do laticínio conta com um acompanhamento efetivo tanto operacional como nas rotinas de manutenção; isto reflete-se nas eficiências de Primeira e Segunda Lei, sendo respectivamente 86,0% e 29,0%, em conformidade com resultados encontrados na literatura técnica (Barreda del Campo et al., 1998). Aqui também foi levada em consideração a possibilidade da troca do combustível, de óleo combustível para gás natural ou GLP, mas a mesma não mostrou-se atrativamente econômica em virtude do custo com o consumo dos novos energéticos ser superior ao do consumo de óleo, e portanto não havendo retorno de capital para a amortização dos investimentos necessários.

Cabe salientar, que no caso do gás natural, o faturamento depende do volume consumido e que este deverá enquadrar-se em uma das dez classes disponíveis de fornecimento, havendo um termo de custo fixo e outro obtido do produto do volume consumido com o termo variável, sendo portanto um valor característico de uma unidade exclusivamente consumidora. Dentro desta situação, uma outra proposta de trabalho a ser sugerida seria a possibilidade do laticínio operar em cogeração, devido à disponibilidade de biogás, que é um produto presente em seu processo de tratamento de efluentes, e também o deslocamento do fornecimento de gás natural para outra classe (cogeração), surgindo então um novo cenário a ser analisado.

Para os compressores frigoríficos do laticínio, verificou-se a relação existente entre as irreversibilidades e a temperatura na qual o bloco rejeita o calor gerado (Tabela 4.15), sinalizando portanto a necessidade de uma constante atenção na operação do equipamento e em seu sistema de arrefecimento. A conservação de energia para estes equipamentos tornou-se atrativa mediante a condição de uniformização operacional através da substituição da instrumentação convencional pela instalação de controladores lógicos programáveis, que por sua vez refletiu-se na possibilidade da racionalização do uso da energia elétrica, seguido da recuperação de capital entre 2,8 e 3,2 anos, a uma taxa de juros anual de 12% e 18%,

respectivamente. Avaliando-se a comparação do fluxo de caixa obtido do investimento em equipamentos com o oferecido pelo mercado financeiro, esta possui somente um caráter orientativo visando abrir um espaço para o diálogo com profissionais da área administrativa. Uma análise mais rigorosa levaria em consideração outros elementos, como por exemplo a depreciação, os impostos e a liquidez do empreendimento.

Quanto a análise feita na indústria de bebidas, esta foi prejudicada devido à falta de variabilidade na operação dos compressores, pois a condição hipotética assumida oferece pouca flexibilidade quando comparada a uma situação real, mas serviu para ilustrar a importância da etapa de aquisição dos dados e a qualidade dos mesmos, pois qualquer displicência pode ocasionar o que foi verificado nesta simulação, na qual os prazos envolvidos na recuperação do investimento (5,7 anos e 7,6 anos, para uma taxa de juros de 12% a.a. e 18% a.a., respectivamente) estão além do que é considerado aceitável pelo setor industrial (em média de um a três anos, dependendo da política e estrutura da empresa).

Ainda no que diz respeito à utilização do controlador lógico programável fornecido pelo fabricante do compressor, a proposta de utilização do mesmo serve como uma referência de como esse deve supervisionar e controlar as máquinas frigoríficas, seja individualmente ou conectado a outros equipamentos. Dentro da indústria de automação é possível encontrar circuitos eletrônicos a baixo custo baseados em microcontroladores, que podem atender às necessidades operacionais de um sistema de refrigeração, contanto que se respeitem as condições de operação, instalação e segurança da máquina a ser controlada. Dessa forma tornar-se-ia possível o surgimento de outros cenários a serem analisados, com investimentos variando conforme o grau de sofisticação do sistema de controle.

Algumas indústrias de alimentos e bebidas no Brasil atualmente estão passando por uma considerável transformação administrativa e tecnológica, procurando superar as limitações decorrentes do período em que o mercado nacional era fechado para o comércio internacional, sendo este portanto o momento de se rever as metas que norteiam as organizações, e incluir a conservação de energia dentre elas, pois desta forma, além de visar a utilização da energia de forma mais eficiente, o que reduziria suas despesas, estaria também colaborando com a



sociedade e conseqüentemente transmitindo uma imagem positiva diante da mesma.

Os conceitos aqui apresentados foram direcionados de tal forma a auxiliar nos estudos ligados à conservação de energia, reunindo elementos da Termodinâmica com os de máquinas elétricas assíncronas. É oportuno ressaltar que os trabalhos ligados ao uso racional da energia apresentam um amplo leque de métodos, cuja escolha dependerá da realidade do que vai ser avaliado, bem como das ferramentas analíticas disponíveis, figurando-se desta forma uma ciência dinâmica que necessita de informações das mais diversas áreas do conhecimento, e que precisa ser amplamente discutida e revisada. Uma política efetiva para a conservação da energia reflete diretamente na prorrogação do tempo de disponibilização das reservas, redução dos insumos ligados ao consumo de energia, diminuição do ritmo da degradação do meio ambiente e principalmente a formação de uma consciência conservacionista na sociedade.



REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

AGÊNCIA PARA A APLICAÇÃO DE ENERGIA. *Auto-avaliação dos pontos de desperdício de energia elétrica na indústria*. São Paulo: 1986, p.10-16.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE ADMINISTRAÇÃO E CONSERVAÇÃO DE ENERGIA (ABACE). *Tecnologia de combustão*. São Paulo: USP – Engenharia Mecânica, 1987, p.219-229.

ATA COMBUSTÃO. *Informativo técnico e produtos*. Petrópolis, 1998.

BALESTIERI, J. A. P. A cogeração no contexto da conservação de energia. In: _____. *Planejamento de centrais de cogeração: projeto, operação e expansão*. Guraratinguetá, 1997. p.1-8. Tese (Livre-Docência em Engenharia Mecânica – Transmissão e Conversão de Energia) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista.

BARREDA DEL CAMPO, E. R., NEBRA, S. A., BORDONAL, A. F., ROXO, R. *Análises exergética e energética do sistema de cogeração da usina "Vale do Rosário"*. In: ENCONTRO NACIONAL DE CIÊNCIAS TÉRMICAS, VII, 1998, Rio de Janeiro. *Anais...*, vol.1, Rio de Janeiro: 1998. p.307-312.

BJÖRK, C. O. *Industrial load management – theory, practice and simulations*. Amsterdam: Elsevier, 1989, 317p.

BRASIL, MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. *Balanço energético nacional (BEN)*. Brasília, 1998. 152p.

BRASIL, MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA, CONSELHO NACIONAL DE PETRÓLEO (CNP). *Série economia de óleo combustível*. Brasília, [s.d.].



- BURGHARDT, M. D., HARBACH, J. A. *Engineering thermodynamic*. New York: HarperCollins College Publishers, 1993, p.612-619.
- BURGOA, J. A., SIMÕES, N. W. B., COGO, J. R. Avaliação do desempenho de motores elétricos trifásicos. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENERGIA, IV, 1993. *Anais...* p.823-828.
- CARVALHO JÚNIOR, J. A. Comunicação pessoal, 1999.
- CARVALHO JÚNIOR, J. A., SANTOS, J. M., SANTOS, J. C., LEITÃO, M. M., HIGUCHI, N. A tropical rainforest clearing experiment by biomass burning in the Manaus region. *Atmospheric Environment*, 29(17), p.2301-2309, 1995.
- CENTRO DE ESTUDIOS DE LA ENERGIA. *Tecnicas energeticas en la industria ceramica*. Madrid: Altamira, 1980, 135p.
- FERNANDES FILHO, G. E. F. *Análise do consumo e da viabilidade do aumento de eficiência de energia para fins térmicos dos principais setores industriais pelo balanço de energia térmica e elétrica*. Guaratinguetá, 1988. Cap.1, p.7-8. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica – Transmissão e Conversão de Energia) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista.
- HIRSCHFELD, H. *Engenharia econômica e análise de custos*. São Paulo: Editora Atlas, 1992, 453p.
- HOLANDA, M. R. *Avaliação do potencial de cogeração a partir de resíduos sólidos municipais na região de Guaratinguetá*. Guaratinguetá, 1998, 145p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – Transmissão e Conversão de Energia) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista.
- LA ROVERE, E. L. *Conservação de energia em sua concepção mais ampla: estilos de desenvolvimento a baixo perfil de consumo de energia*. In: LA ROVERE, E.



L. *et al.* (edt); Economia e tecnologia da energia. Editora Marco Zero/FINEP, 1985, p.474-489.

MARTINELLI JÚNIOR, O. *As tendências recentes da indústria de alimentos: um estudo a partir das grandes empresas*. Campinas, 1997. Cap.3, p.40-57. Tese (Doutorado em Economia) – Instituto de Economia, Universidade Estadual de Campinas.

MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N. *Fundamentals of engineering thermodynamics*. New York: John Wiley & Sons, 1995, p.166-310.

NOGUEIRA, L. A. H., BALESTIERI, J. A. P., SILVEIRA, J. L., MASSAFELLI, N. Análise exergetica da unidade 1 da UTE Piratininga. In: SEMINÁRIO NACIONAL DE PRODUÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, X, 1989, Curitiba: *Anais...* Curitiba: 1989, p.1-6.

NOGUEIRA, L. A. H., PERES, C. A. Efficiency of small boilers fuelled by biomass. In: EUROPEAN CONFERENCE ON BIOENERGY, IX, 1996. *Anais...*v.1,; 1996, p.196-204.

PERRY, R. H., CHILTON, C. H., KIRKPATRICK, S. D. *Chemical engineers' handbook*. 4th. New York: McGraw Hill Book Company, 1963. chap.3, p.116-122.

PROBERT, S. D., TAM, K. W., LEUNG, C. W. Energy management in a dairy-products plant. *Applied Energy*, v.32, n.2, p.83-100, 1989.

SABROE LATIN AMERICA. *Informativo técnico e produtos*. São Paulo, 1998.

SÃO PAULO, SECRETARIA DE ESTADO DE ENERGIA. *Balanço energético estadual (BEESP)*. São Paulo: CESP – Série Informações Energéticas: 1997, 208p.



SHIEH, J. H., FAN, L. T. Estimation of energy (enthalpy) and exergy (availability) contents in structurally complicated materials. *Energy Sources*, v.6, n.1/2, p.1-46, 1982.

SMITH, B., BALL, D. F. Evaluation of capital-expenditure appraisal techniques for combined heat and power projects. *Applied Energy*, n.45, p.269-277, 1993.

VAN WYLEN, G. J., SONNTAG, R. E., BORGNAKKE, C. *Fundamentos da termodinâmica clássica*. 4.ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher, 1995, 589p.

WEG *Eletronic catalogue*. CD-ROM version 3.0, 1998.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

AGÊNCIA PARA A APLICAÇÃO DE ENERGIA. *Procedimentos de manutenção para economia de energia*. São Paulo: Agência para Aplicação de Energia – Série Normatização, 1993, 75p.

MARTIN, J. M. *A economia mundial da energia*. São Paulo: Editora Unesp, 1992, 135p.

MORAN, M. J., SCIUBBA, E. Exergy analysis: principle and practice. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol.116, p.285-290, 1994.

PETRECCA, G. *Industrial energy management - principles and applications*. Massachusetts: Kluwer Academic Publishers, 1993. p.7-28, 67-117, 243-269, 403-413.

QURESHI, T. Q., TASSOU, S. A. Variable-speed capacity control in refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, v.16, n.2, p.103-113, 1996.

- RUSSOMANO, V. H. *Introdução à administração de energia na indústria*. São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo, 1987, 262p.
- STREETER, V. L., WYLIE, E. B. *Mecânica dos fluidos*. São Paulo: McGraw Hill do Brasil, 1982. p.94-95,112.
- TEIXEIRA, M. S., OLIVEIRA JÚNIOR., S. Avaliação termoeconômica de sistemas de cogeração de central de utilidades de indústria química. In: ENCONTRO NACIONAL DE CIÊNCIAS TÉRMICAS, VII, 1998, Rio de Janeiro. *Anais...* vol.1, Rio de Janeiro: 1998. p.336-341.
- UTIGKAR, P. S., DUBEY, S. P., PRASADA RAO, P. J. Thermoeconomic analysis of gas turbine cogeneration plant - a case study. *Journal of Power and Energy*, vol.209, p.45-54, 1995.
- WOILER, S., MATHIAS, W. F. *Projetos - planejamento, elaboração e análise*. São Paulo: Editora Atlas, 1986, 294p.



GLOSSÁRIO

Fator de potência. É o índice que apura a relação de utilização entre a potência ativa e a potência reativa, conforme a equação (1). As concessionárias doam a potência reativa enquanto dentro da proporção estabelecida. Atualmente o fator de potência é de 0,92.

$$FP = \cos(\text{tg}^{-1} \frac{Q}{P_{el}}) \quad (1)$$

Potência ativa. É a potência utilizada para produzir movimento ou incandescência. A unidade de medida é o watt (W).

Potência reativa. É a potência presente em determinados aparelhos sob a forma de campo magnético ou elétrico. A unidade de medida é o volt-ampère reativo (VA_r).

Processo. Seqüência dos estados pelos quais passa um sistema, tais como variações de velocidade, cota, pressão, massa específica, temperatura, etc (Streeter & Wylie, 1982).

Sistema. Na teoria de Controle, trata-se da combinação de componentes que atuam conjuntamente e realizam um certo objetivo; na Mecânica dos Fluidos, caracteriza-se por uma quantidade definida de matéria, distinta de todo o restante da mesma (Streeter & Wylie, 1982).

Superfície de controle. Fronteira ou contorno do volume de controle.

Volume de controle. Região do espaço que envolve um determinado sistema ou processo, destinado à análise de transferências que ocorram em sua superfície.



