

IMPACTOS DA SUBSTITUIÇÃO DE EQUIPAMENTOS NA CONSERVAÇÃO DE ENERGIA

Rubens A. Dias
José A. Perrella Balestieri
Universidade Estadual Paulista, Departamento de Energia
12500-000 – Guaratinguetá – SP

Resumo. Na indústria de laticínios, em relação ao seu perfil energético, as máquinas frigoríficas possuem uma participação significativa. Desta observação torna-se interessante avaliar o potencial de economia de energia que tais equipamentos possam proporcionar. A Termodinâmica contribui com a Primeira e Segunda Lei, nas quais as análises assumem o caráter quantitativo e qualitativo, associadas aos conceitos de Máquinas Elétricas para a avaliação dos circuitos e equipamentos envolvidos. Dos dados medidos, como 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, na qual 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

1. INTRODUÇÃO

Para a avaliação dos compressores frigoríficos alternativos, serão apresentados as análises de Primeira Lei e Segunda Lei da Termodinâmica, constituindo os balanços energético e exergético, respectivamente. Em complemento à Primeira Lei, tornar-se-á necessário a utilização dos conceitos aplicados às máquinas de compressão reais, bem como o emprego da teoria das máquinas elétricas de indução trifásicas, para a obtenção dos valores de vazão do fluido de trabalho, calor e trabalho transferidos e desempenho. A análise econômica será constituída pelos métodos do valor presente líquido, do prazo de retorno a juros reais e da taxa interna de retorno, visando-se a verificação das remunerações das possíveis propostas de investimentos que objetivem a otimização do uso energético, com base nos resultados obtidos da análise técnica, e se estas são ou não atrativas economicamente.

O sistema de refrigeração do laticínio em estudo 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).

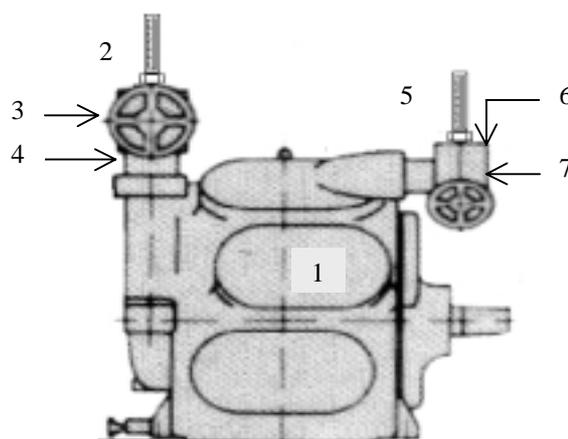
A capacidade de produção dos compressores sob análise depende do número de cilindros em operação, que são divididos em grupos de dois automaticamente ou manualmente. Por exemplo, o compressor SMC 106, que possui seis cilindros, pode operar com 33 %, 66 % ou 100% da capacidade total, ou seja com 2, 4 ou 6 cilindros, respectivamente (Sabroe, 1998). O mesmo comportamento é válido para os outros modelos.

2. ANÁLISE TÉCNICA

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, que possibilita a leitura simultânea de vários valores, sendo os 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 Fig. 1. As temperaturas medidas por estes termômetros tipo capela serviram de referência para um termômetro digital portátil, visando estabelecer uma relação entre as leituras dos instrumentos e desta forma agilizar a aquisição dos dados.



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

Figura 1 - Compressor e a localização dos termômetros

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.

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	Rotação: 1780 rpm

Na Tabela 1 estão registrados os valores medidos pelo instrumento de medição de grandezas elétricas.

Tabela 1. 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 (WEG, 1998) sob análise observa-se que o equipamento está operando com um rendimento igual a 92 %, cuja a potência mecânica é obtida da Eq. (1),

$$P_{mec} = \eta \times P_{el} = 0,92 \times 67,4 \quad (1)$$

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

sendo:

P_{mec}	- potência mecânica (W);
P_{el}	- potência elétrica (W);
η	- rendimento (-);

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 2, estão presentes os valores de pressão e temperatura medidos de acordo com o procedimento descrito anteriormente, bem como aqueles obtidos de tabelas termodinâmicas (Van Wylen *et al.*, 1995).

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

Tabela 2. Grandezas termodinâmicas medidas e obtidas

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

Primeiramente calcula-se o volume entre os pontos inferior e superior do cilindro (percurso no deslocamento do pistão), conforme a Eq. (2).

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

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

sendo:

- V - volume admitido na câmara (m³);
- L - deslocamento (m);
- d - diâmetro (m).

O rendimento volumétrico é obtido da Eq. (3) para $n = k = 1,304$ (Burghardt & Harbach, 1993) e assumindo-se uma porcentagem de volume morto igual a 6,5 %, tem-se para uma compressão isoentrópica:

$$\eta_V = 1 + c - c \times \left(\frac{P_{descarga}}{P_{sucção}} \right)^{1/n} = 0,85 \quad (3)$$

sendo:

- η_V - rendimento volumétrico (-);
- c - porcentagem de volume morto em relação ao volume do cilindro (-);
- p - pressão (Pa);
- n - expoente do processo politrópico (-).

A partir do volume no deslocamento do cilindro e do rendimento volumétrico, chega-se ao volume realmente admitido no cilindro através da Eq. (4).

$$V_{real} = \eta_V \times V_{deslocamento} \quad (4)$$

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

Desta forma o trabalho isoentrópico é calculado pela Eq. (5) (fazendo-se $n = k = 1,304$),

$$\dot{W}_{iso} = \frac{k}{k-1} \times p_{sucção} \times V_{real} \times N \times \left[1 - \left(\frac{P_{descarga}}{p_{sucção}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (5)$$

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

sendo:

- \dot{W}_{iso} - trabalho por unidade de tempo na condição isoentrópica (W);
- k - razão de calores específicos (-);
- N - rotação (s^{-1})

logo para 8 cilindros, obtém-se $\dot{W}_{iso} = -39,2 \text{ kW}$.

O trabalho isoentrópico também pode ser calculado pela maneira a seguir, através da avaliação da vazão em massa da amônia pelas Eqs. (6) e (7),

$$\dot{V}_{real} = N \times V_{real} = \frac{1170}{60} \times 5,338 \times 10^{-4} = 1,041 \times 10^{-2} \text{ m}^3 / \text{s} \quad (6)$$

$$\dot{m}_{1cilindro} = \frac{\dot{V}_{real}}{1/\rho_{sucção}} = \frac{1,041 \times 10^{-2}}{0,5064} = 2,06 \times 10^{-2} \text{ kg} / \text{s} \quad (7)$$

sendo:

- \dot{m} - vazão em massa (kg/s);
- ρ - massa específica (kg/m³);

logo, para 8 cilindros, a vazão será $\dot{m}_{8cilindros} = 0,164 \text{ kg/s}$.

Na condição isoentrópica a entalpia para a descarga é de 1709,7 kJ/kg, assim o trabalho isoentrópico pode ser calculado pelo balanço energético por intermédio da Eq. (8).

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

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

sendo:

- h - entalpia (kJ/kg).

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

Dispondo dos valores da potência mecânica e do trabalho isoentrópico por unidade de tempo, calcula-se o rendimento isoentrópico utilizando-se a Eq. (9).

$$\eta_{COMP} = \frac{\dot{W}_{iso}}{\dot{W}_{real}} = \frac{\dot{W}_{iso}}{P_{mec}} = \frac{39,2}{62} = 63,2\% \quad (9)$$

sendo:

- η_{COMP} - rendimento isoentrópico do compressor (-).

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. Esta avaliação baseia-se na variação do expoente n da Eq. (3) entre a situação isotérmica até a isoentrópica ($1,0 < n < k$), possibilitando-se desta forma o cálculo da vazão em massa para cada condição pela aplicação das Eqs. (4), (6) e (7). O calor rejeitado pelo bloco é obtido do balanço energético na Eq. (10) como se segue,

$$\dot{Q} = P_{mec} - \dot{m}(h_{descarga} - h_{sucção}) \quad (10)$$

sendo:

\dot{Q} - calor por unidade de tempo (W);

a Tabela 3 mostra os resultados da avaliação sugerida.

Tabela 3. Avaliação da vazão e do calor rejeitado

expoente politrópico n	V_{curso} (m^3)	η_v	V_{real} (m^3)	\dot{m} (kg/s)	\dot{Q} (kW)
1,05	6,28E-04	0,79	4,98E-04	0,153	-30,99
1,1	6,28E-04	0,81	5,09E-04	0,157	-30,32
1,15	6,28E-04	0,82	5,18E-04	0,160	-29,74
1,2	6,28E-04	0,84	5,26E-04	0,162	-29,24
1,25	6,28E-04	0,85	5,33E-04	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 eficiência exergética (Moran & Shapiro, 1995) por intermédio da Eq. (11), que por sua vez depende da temperatura em que ocorre a troca de calor. Desta forma os resultados para a irreversibilidade (Eq. (12)) e a eficiência serão apresentados para um espectro ampliado de temperatura na Tabela 4.

$$\varepsilon = \frac{(1 - \frac{T_0}{T})\dot{Q} + \dot{m}[(h_{descarga} - h_{sucção}) - T_0(s_{descarga} - s_{sucção})]}{\dot{W}} \quad (11)$$

$$\dot{I}_{VC} = \dot{W} - (1 - \frac{T_0}{T})\dot{Q} + \dot{m}[(h_{descarga} - h_{sucção}) - T_0(s_{descarga} - s_{sucção})] \quad (12)$$

sendo:

- ε - rendimento exergético(-);
- T - temperatura (K);
- T_0 - temperatura na condição de referência (298,0 K);
- s - entropia (kJ/kg K);
- \dot{I} - irreversibilidade por unidade de tempo (W).

TABELA 4. Irreversibilidades e eficiências exergéticas para o compressor U-23

T (°C)	T (K)	\dot{I}_{vc} (kW)	ϵ (%)
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

Os resultados das análises técnicas estão presentes, de forma consolidada na Tabela 5, sendo apresentado um único valor para as eficiências de Segunda Lei, 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 o número de pistões em operação em relação ao número total de pistões.

Tabela 5. Resultados consolidados para a análise técnica

identificação	condição	motor elétrico			compressor					
		η_{motor} (%)	P_{mec} (kW)	carga (%)	modelo	fluido	operação	\dot{m} (kg/s)	η_{iso} (%)	ϵ (%)
U-11	manutenção	-	-	-	SMC 108S	NH ₃	-	-	-	-
U-12	stand by	-	-	-	SMC 106S	R22	-	-	-	-
U-13	operando	90,0	24,6	44,6	SMC 106S	R22	6/6	0,116	44,0	41,4
U-19	operando	91,0	51,5	70,0	SMC 108S	NH ₃	8/8	0,113	68,0	69,8
U-22	manutenção	-	-	-	SMC 104S	NH ₃	-	-	-	-
U-23	operando	92,0	62,0	84,2	SMC 108S	NH ₃	8/8	0,159	63,3	68,2
U-24	operando	90,0	26,4	47,8	SMC 106S	NH ₃	4/6	0,071	74,4	75,7
U-25	operando	90,0	26,3	47,6	SMC 106S	NH ₃	4/6	0,063	70,1	71,9
U-26	operando	92,0	48,9	66,4	SMC 108S	NH ₃	8/8	0,162	79,4	80,7
U-27	stand by	-	-	-	SMC 104S	NH ₃	-	-	-	-
U-28	operando	92,0	52,6	71,5	SMC 108S	NH ₃	8/8	0,111	67,7	69,1
U-29	stand by	-	-	-	SMC 108S	NH ₃	-	-	-	-

3. ANÁLISE ECONÔMICA

Os compressores que utilizam a amônia como fluido de trabalho, apresentados na Tabela 5, 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 proporcionados por um controlador lógico programável (CLP) instalado em cada compressor, estando estes interligados. O CLP substitui a instrumentação convencional.

Partido-se da hipótese que a operação dos compressores em funcionamento modelo 108S 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 % (Agência para Aplicação de Energia, 1986). Tal procedimento corresponderia à redução de aproximadamente 60 kW elétricos.

A partir de um investimento de R\$ 73593,43 (valor de mercado), em equipamentos para os dez compressores, e das receitas da ordem de R\$ 32549,69 anuais, devido a economia de energia elétrica, monta-se o fluxo de caixa para um determinado período, sendo adotado para este estudo um prazo máximo de cinco anos (Fig. 2). Primeiramente serão calculados os valores presentes líquidos (Hirschfeld, 1992), 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 Eq. (13). Os demais valores estarão consolidados na Tabela 6.

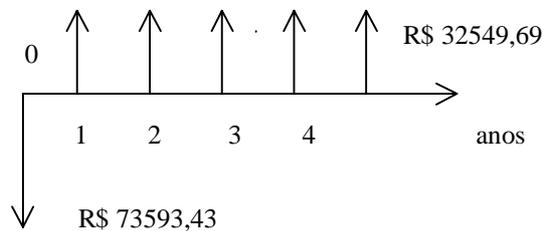


Figura 2 - Fluxo de caixa

$$VPL = \sum_0^r F_r (1+i)^{-r} \quad (13)$$

sendo:

- VPL - valor presente líquido (R\$);
- F - receitas e despesas ao longo do tempo, fluxo de caixa (R\$);
- i - taxa de juros por período de capitalização (-);
- r - número de períodos de capitalização (-);

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

$$VPL = 4585,43$$

Tabela 6. Resultados consolidados 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

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 Eq. (14) para o cálculo do prazo de retorno do investimento (Hirschfeld, 1992).

$$r = \frac{\log \frac{F}{F - Ci}}{\log(1 + i)} \quad (14)$$

sendo:

C - valor do investimento (R\$);

para 12 % ao ano, tem-se:

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

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

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

Uma outra situação a ser considerada trata-se em 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 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 de maneira genérica o confronto entre os investimentos. Como exemplo, será utilizado o método da taxa interna de retorno (TIR) através da Eq. (13) igualada a zero e resolvida para a taxa de juros i (taxa interna), sendo os valores apresentados na Tabela 7.

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 de seu capital.

TABELA 7. Simulação para a taxa interna de retorno (valores em R\$)

anos	investimento	Mercado Financeiro			
	em equipamentos	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

4. CONCLUSÕES

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), 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.

REFERÊNCIAS

- Agência para aplicação de energia, 1986, Auto-avaliação dos pontos de desperdício de energia elétrica, pp.10-16.
- Burghardt, M. D. & Harbach, J. A., 1993, Engineering thermodynamic, HarperCollins College Publishers, New York.
- Hirschfeld, H., 1992, Engenharia econômica e análise de custos, Editora Atlas, São Paulo.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., 1995, Fundamentals of engineering thermodynamics, Ed. John Wiley & Sons, New York.
- Sabroe Latin America Refrigeration, 1998, Informativo técnico e produtos, São Paulo.
- Van Wylen, G. J., Sonntag, R.E. & Borgnakke, C., 1995, Fundamentos da termodinâmica clássica, Editora Edgard Blücher, São Paulo.
- WEG, 1998, Eletronic catalogue, CD-ROM version 3.0.

Impacts of substitution of equipment in energy conservation.

Abstract. *In dairy plants, due to its energetic behavior, the compressors for refrigeration system have a significant participation. From this observation, it becomes interesting to evaluate the potential of save energy of these machines can offer. This work is based on Thermodynamic through the First and Second Law, in which the analysis take 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, like temperature and pressure, other properties will be obtained, like enthalpy and entropy, that together with other physics magnitude, will participate in energetic and exergetic balance. From these analysis, 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 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 taxes, costs and pay back.*

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