

*Eng. José Augusto Castro Chagas*

## **CONSUMO DE ENERGIA EM COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO**

**SEMINÁRIO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NA INDÚSTRIA  
09 de Novembro de 1999**

## INTRODUÇÃO

De forma a acelerar a integração entre o Mercosul e o Mercado Comum Europeu, na questão da energia elétrica e gás, realizou-se no Rio de Janeiro, nos dias 27 e 28 de Abril de 1999, o evento denominado BRAZIL-IEA WORKSHOP ON REGULATION IN ELECTRICITY AND GAS MARKET IN IEA MEMBERS COUNTRIES.

O objetivo básico deste encontro foi de ampliar o regime de cooperação entre os dois blocos econômicos, aumentando a sinergia entre os países que compõe o Mercosul e a Comunidade Européia. Para tanto, o grupo EC-DG 17 que trata da questão da energia na Comunidade Européia e o grupo SGT-9, que trata do mesmo assunto na região do Mercosul, estabeleceram a necessidade de um grupo de trabalho comum, visando a total integração da questão da energia.

Tratando deste assunto, o artigo de Michel Labrouse, Wolfgang Lutz e Ericson de Paula (1), apresenta como uma das conclusões do encontro, a necessidade de se estabelecer padrões de eficiência energética entre os países do bloco do Mercosul:

*"Levando em consideração os requisitos estabelecidos para o livre comércio de mercadorias no Mercado Comum Europeu, padrões de eficiência energética e a colocação de esquemas elétricos etiquetados nos eletrodomésticos estão sendo introduzidos em nível amplo, em toda a Comunidade Européia.*

*Iniciativas neste campo, no Brasil e na Argentina, podem resultar em padrões de eficiência energética semelhantes para a Região do Mercosul".*

Apesar do texto citar diretamente os eletrodomésticos, é notória a necessidade de se estabelecer determinados critérios para a escolha e operação de equipamentos frigoríficos, que atendam determinados padrões de eficiência energética.

A Agência para Aplicação de Energia, órgão ligado à Secretaria de Energia do Estado de São Paulo e mantida pelas concessionárias de energia elétrica CESP, CPFL e ELETROPAULO, que respondem juntas por cerca de 18% da geração de energia elétrica em todo Brasil, tem como objetivo: *"Promover o aumento da eficiência energética nos diversos setores consumidores, atuando também como agente integrador das concessionárias neste campo"* (2).

Neste estudo elaborado por Júlio Cury Filho da AAE (2), verifica-se que os motores elétricos detêm 49% do consumo de energia elétrica na área industrial. Além disso, a refrigeração representa cerca de 33% do consumo de energia residencial e 37% na área comercial (somando com as instalações de ar condicionado).

Daí conclui-se que a redução de consumo nas instalações frigoríficas é de suma importância, não só por questões econômicas e ambientais do país, mas também pelo aumento gradativo na competitividade global, que coloca os grandes consumidores industriais de energia, frente a frente com a necessidade de aumentar a eficiência produtiva, para que possam manter-se atuantes e rentáveis em um futuro próximo. Conforme Lincoln (3), *"A falta de atenção quanto ao consumo de energia refletia uma atitude tomada em função do baixo custo das fontes existentes. Com a elevação cada vez mais rápida deste item, há grandes oportunidades tanto na conservação como recuperação de energia..."*.

## COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO

A escolha dos compressores mais adequados para uma determinada instalação, é uma das etapas mais importantes na elaboração do projeto da instalação frigorífica. Dada a grande variedade de tipos e modelos existentes no mercado, cabe ao usuário final a análise entre as diversas soluções propostas pelos fabricantes de equipamentos, de forma a poder avaliar o correto balanço entre custos iniciais e de operação.

É comum aceitar-se que os equipamentos mais eficientes do ponto de vista energético, são os mais caros, porém, em virtude da melhoria de produtividade alcançada pelas empresas nos últimos anos, estes custos seguem caindo gradativamente, diminuindo a diferença entre os mais eficientes e os menos eficientes. Como consequência, os períodos de amortização do investimento inicial estão diminuindo, tornando vantajosa esta análise prévia.

Cabe ressaltar, que em virtude de diferenças de projeto, alguns compressores são mais eficientes em determinada faixa de temperaturas de evaporação e condensação e menos eficientes do que outros, em diferentes condições de operação.

Quanto ao tipo de instalação, os compressores poderão ser interligados em sistemas de simples estágio ou duplo estágio. Além disso, poderá ser necessário a utilização de "economizer". Esta escolha influi diretamente na eficiência do sistema de refrigeração. Definido este passo, é importante analisar corretamente o tipo de instalação proposta e os compressores utilizados.

A interferência da carga térmica, do tipo de refrigerante, da temperatura de condensação e da temperatura de evaporação no projeto e operação do sistema frigorífico, já foi analisada por Lincoln (3).

Para a avaliação da eficiência energética inicial, o melhor parâmetro é a análise do Coeficiente de Performance (COP). Este coeficiente é obtido pela divisão da capacidade de resfriamento de um compressor em kW (energia térmica), em uma dada condição de operação, e potência elétrica consumida em kW, nesta mesma condição.

$$\text{COP} = \frac{\text{Energia térmica (kW)}}{\text{Energia elétrica (kW)}}$$

Para que a análise seja completa, é importante que seja efetuada uma avaliação do COP, tomando por base o perfil de carga esperado na operação futura da instalação. Este perfil se modifica de instalação para instalação, entretanto, como exemplo, pode ser apresentado um perfil de carga típico levantado pela YORK REFRIGERATION na Suécia, apresentado na FIG. 1.

Este perfil de carga, refere-se a uma instalação real. Foi levantado com base em valores históricos. O que se conclui, é que em cerca de 65% da vida útil do compressor, este estará operando como uma carga parcial entre 70 e 100%.

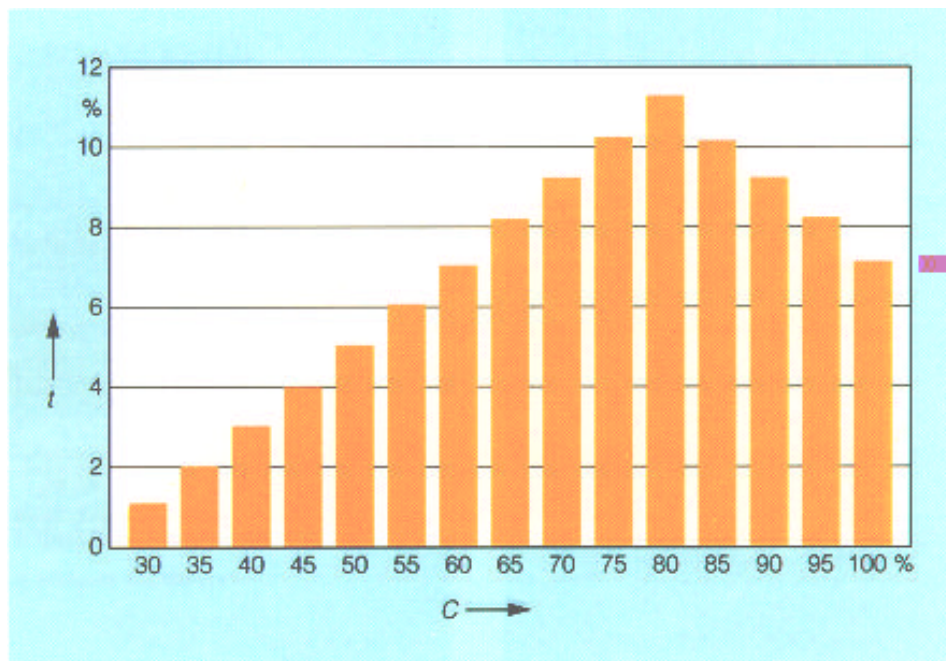


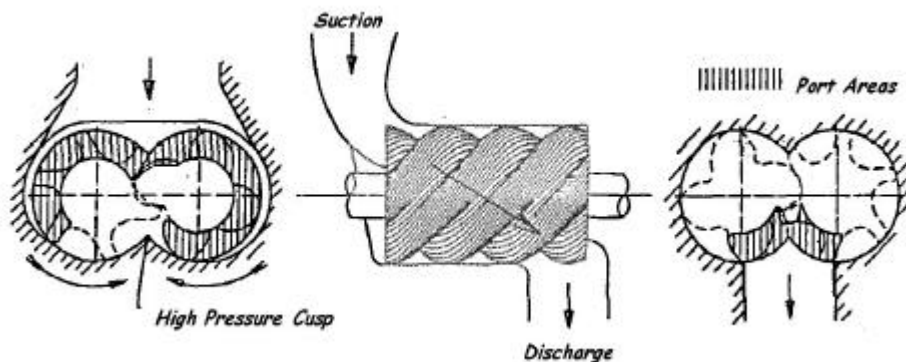
Fig. 1 - Perfil típico de carga em um compressor: vida útil  $t$  para diferentes valores de carga  $C$ . Uma vez que um compressor trabalha freqüentemente em carga parcial, o rendimento neste regime é tão importante quanto o rendimento em carga normal.

## Compressores Parafuso

Os compressores parafuso são hoje largamente usados em refrigeração industrial para a compressão de amônia e outros gases. Conceitualmente simples, a geometria dessas máquinas é suficientemente difícil para visualizar e muitas pessoas utilizam os compressores parafusos tendo somente uma vaga idéia de como eles realmente operam.

Uma compreensão dos princípios básicos de sua operação irá contribuir para sua correta utilização, evitando problemas na operação e alcançando um melhor desempenho global do projeto.

Fig.2



### ***Maior Rendimento em Carga Parcial***

Uma das maiores novidades técnicas refere-se à melhoria do rendimento dos compressores em carga parcial. Um exemplo é conexão do "economizer" dos compressores da linha SSAB 80, que é móvel e integrada à válvula deslizante de regulação da capacidade. Compressores convencionais, possuem esta conexão fixa. **Esta nova conexão móvel, permite que o compressor mantenha a pressão intermediária em um valor ótimo, inclusive com capacidade reduzida.**

### ***Menores Custos Operacionais***

A principal vantagem dos novos compressores é seu elevado rendimento, inclusive em carga parcial. As instalações compressoras em geral são dimensionadas para a potência de refrigeração máxima, mesmo que a capacidade efetiva seja menor na maior parte do tempo de utilização, conforme indicado na FIG.1. Então, é extremamente importante que o compressor possua a melhor eficiência energética possível, dentro destas condições.

**Dependendo das condições operacionais dominantes, do tipo de refrigerante utilizado, e do perfil de cargas de cada usuário, os novos compressores da série SAB 80 permitem reduzir os custos operacionais em até 10%.**

### **ANÁLISE PRÉVIA DE PERFORMANCE**

De forma a se analisar de forma satisfatória o desempenho dos compressores, na condição esperada de operação, é necessária uma análise prévia de performance dos mesmos, comparando possíveis soluções a serem adotadas.

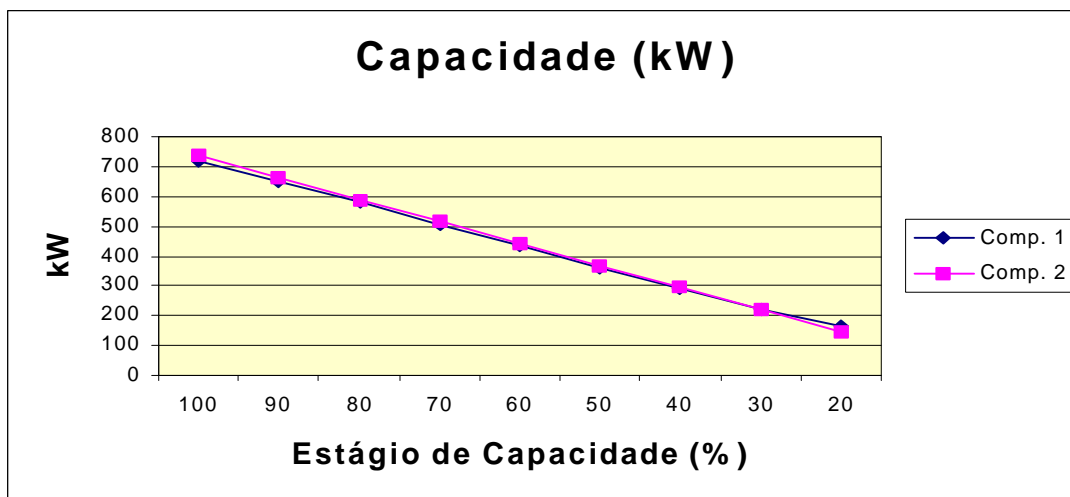
O primeiro critério, é escolher o compressor, ou conjunto de compressores que apresentem o maior COP. Isto significa, que esta solução é a mais econômica, do ponto de vista operacional. Depois disto, é importante uma avaliação da relação custo-benefício que será obtida com esta melhor solução técnica, e seu impacto econômico para o usuário. Não existem padrões definidos para esta análise, devendo ser estudado caso a caso. A tabela a seguir apresenta uma análise comparativa entre um compressor da série SAB 80 e um outro compressor Sabroe, ambos operando com amônia no regime -30/-10 °C.

Tabela 1  
-30/-10  
°C

% Capac.	Comp. 1 SAB 80				Comp. 2			
	Capac. (kW)	Cons. (kW)	% Cons.	COP	Capac. (kW)	Cons. (kW)	% Cons.	COP
100	721,00	101,80	100	7,08	734,30	116,90	100	6,28
90	649,60	90,40	89	7,19	660,90	108,20	93	6,11
80	578,00	81,70	80	7,07	587,50	98,10	84	5,99
70	506,10	75,00	74	6,75	514,00	87,80	75	5,85
60	434,10	70,00	69	6,20	440,60	77,60	66	5,68
50	362,00	62,90	62	5,76	367,20	68,20	58	5,38
40	289,70	57,20	56	5,06	293,70	59,80	51	4,91
30	217,40	53,60	53	4,06	220,30	52,70	45	4,18
20	166,70	52,40	51	3,18	146,90	47,10	40	3,12

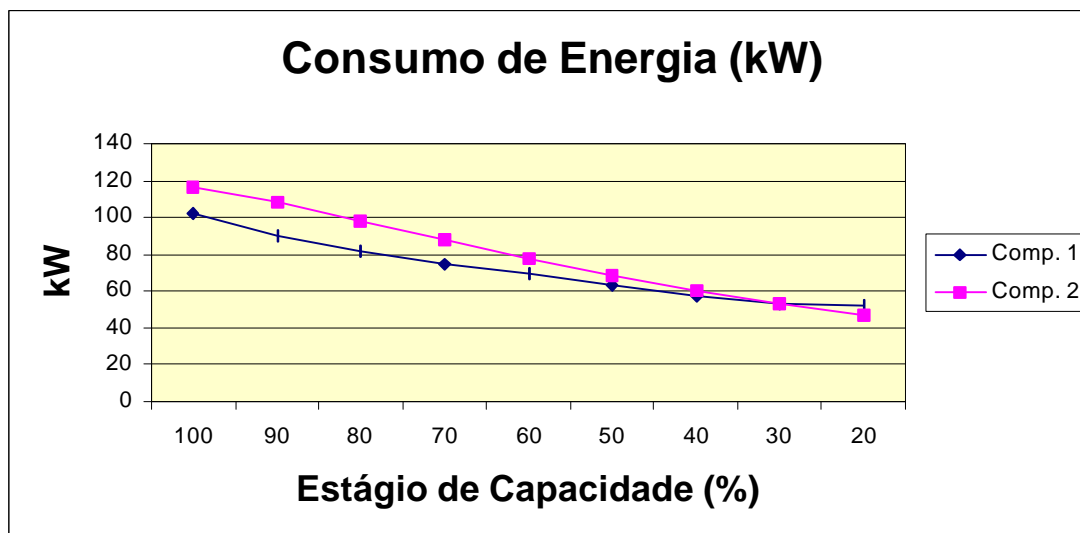
A variação da capacidade real em kW, tomada em função da regulação de capacidade do compressor (%), pode ser melhor visualizada no Gráfico 1, a seguir:

Gráfico 1



Em contrapartida, o Gráfico 2 apresenta a variação na potência consumida, considerada para as condições da Tabela 1.

Gráfico 2



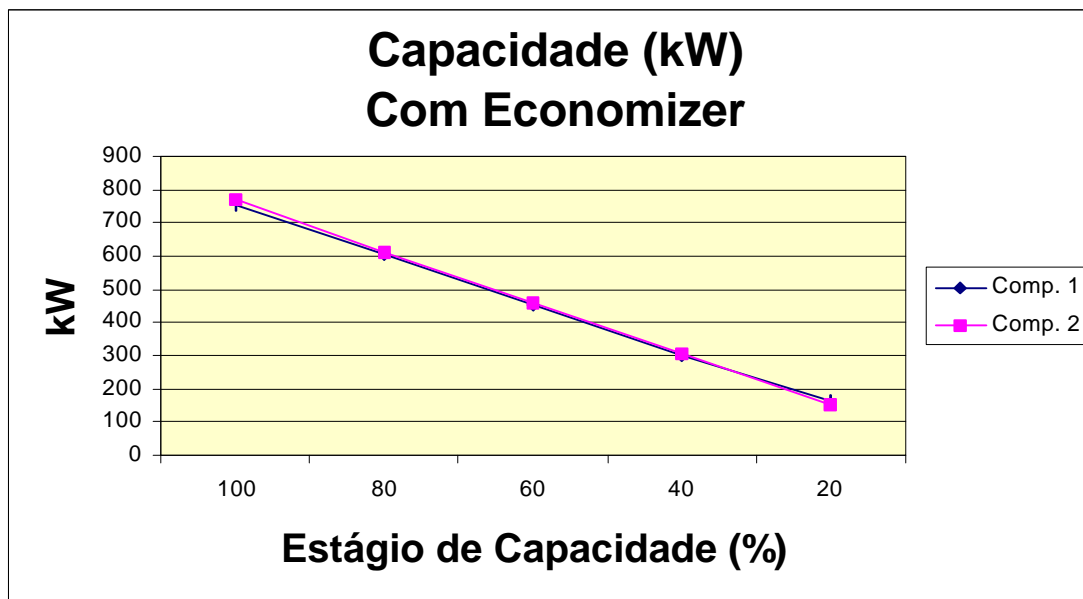
O que pode ser observado é que o compressor 1, possui um melhor rendimento energético, quando operando entre 100 e aproximadamente 40% de capacidade. Abaixo disto, o Comp. 2 se iguala ao Comp.1, chegando inclusive a ter uma performance melhor com 20% de capacidade.

Efetuada a mesma análise com a introdução de um "economizer", os compressores terão as condições operacionais apresentadas na Tabela 2.

Tabela 2

-30/-10 C		Comp. 1 SAB 80			Comp. 2			
% Capac.	Capac. (kW)	Cons. (kW)	% Cons.	COP	Capac. (kW)	Cons. (kW)	% Cons.	COP
100	752,40	103,30	100	7,28	767,10	126,70	100	6,05
80	603,00	87,90	85	6,86	613,60	106,40	84	5,77
60	452,90	65,50	63	6,91	460,20	84,20	66	5,47
40	302,30	50,90	49	5,94	306,80	64,80	51	4,73
20	166,30	45,10	44	3,69	153,40	51,00	40	3,01

Gráfico 3

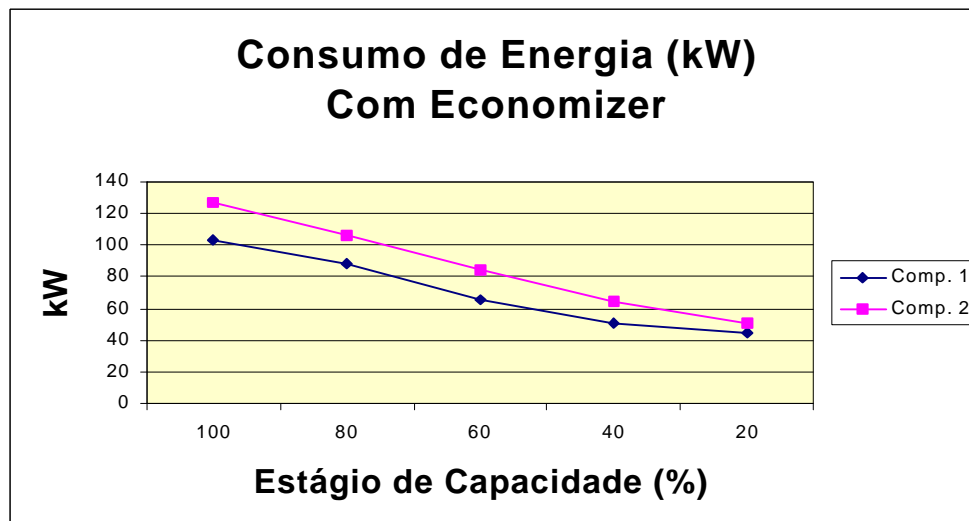


A variação de capacidade real em kW, em função da regulação de capacidade tem praticamente o mesmo perfil para os dois compressores, situação semelhante à obtida na análise do Gráfico. Entretanto, as maiores diferenças são notadas na análise do Gráfico 4.

Com relação a variação de potência consumida em carga parcial, a diferença é significativa como pode ser verificado a seguir no Gráfico 4:



Gráfico 4



Nas duas comparações efetuadas, o compressor da série SAB 80 tem um melhor rendimento nas condições em que os compressores estão modulando com capacidades mais altas, ou seja, entre 100 e 70%. Esta é sem dúvida, uma situação favorável, uma vez que os compressores operam, a maior parte do tempo nestas condições, na maioria das instalações.

### **Análise de Investimento**

A Tabela 3 apresenta uma comparação entre os custos iniciais dos dois compressores analisados nas Tabela 1 e 2. O Comp. 1 apresenta um rendimento maior (COP maior) e um custo inicial, também maior, de R\$ 8.481,00. Considerando um perfil de carga típico, os compressores terão um custo operacional conforme mostrado na Tabela 4.

Ou seja, o Comp.2 possui um custo operacional adicional de R\$ 3.138,00 a cada ano de operação. Neste custo operacional não estão considerados os custos de manutenção, que a princípio são iguais para os dois tipos, mas somente o custo de energia elétrica consumida pelos motores.

Tabela 3

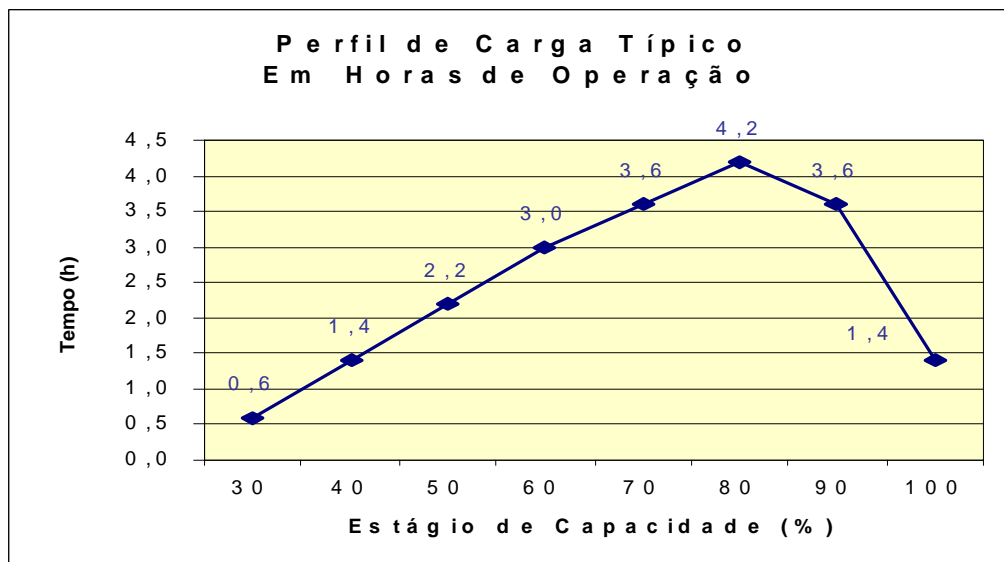
	Comp. 1 SAB 80	Comp. 2	Variação
Desl. Volumétrico (m <sup>3</sup> /h)	2.171	2.221	50
Capacidade (kcal/h)	620.060	631.498	11.438
Eficiência vol. (kcal/m <sup>3</sup> )	286	284	(1)
Consumo (kW)	102	117	15
COP	7,08	6,28	
Potência instalada (CV)	200	200	0
<b>Preço total (R\$)</b>	<b>114.003</b>	<b>105.522</b>	(8.481)
<b>Preço / Capacidade (R\$/kW)</b>	<b>158</b>	<b>144</b>	(14)

**Tabela 4**

	Comp. 1	Comp. 2	Variação
0,6 h a 30% de capacidade	32,2	31,6	(1)
1,4 h a 40% de capacidade	80,1	83,7	4
2,2 h a 50% de capacidade	138,4	150,0	12
3,0 h a 60% de capacidade	210,0	232,8	23
3,6 h a 70% de capacidade	270,0	316,1	46
4,2 h a 80% de capacidade	343,1	412,0	69
3,6 h a 90% de capacidade	325,4	389,5	64
1,4 h a 100% de capacidade	142,5	163,7	21
Dia - 20 h (kWh)	1.541,7	1.779,5	238
Mês - 20 d (kWh)	30.834,4	35.589,2	4.755
Ano - 12 m (kWh)	370.012,8	427.070,4	57.058
<b>Custo anual (R\$)</b>	<b>20.351</b>	<b>23.489</b>	<b>3.138</b>

O Gráfico 5 representa melhor o perfil de carga típico considerado para esta análise. Como pode ser verificado, cerca de 64% do tempo de operação do compressor, ou seja 12,8 h por dia, ele estará modulando na faixa de 70 a 100% de capacidade. Considerando uma operação de 20 horas por dia, nas 7,2 h restantes o compressores estará com uma carga abaixo de 70%.

**Gráfico 5**



O que representa este custo adicional durante o período de operação, em comparação com o custo inicial do compressor? Qual o impacto no custo de energia efetivamente paga à concessionária? Que investimento inicial é aceitável, frente à elevação de custos operacionais?

Para responder a tais questões, pode ser efetuada uma análise preliminar do retorno do investimento inicial, através de um fluxo de caixa simplificado. Esta análise desconsidera questões financeiras e contábeis mais abrangentes, porém pode ser tomada como uma ferramenta para tomada de decisão no momento da escolha da melhor opção a ser adotada.

O investimento inicial será considerado como saída de caixa, ou seja, algo que se está investindo antecipadamente em busca de um retorno financeiro.

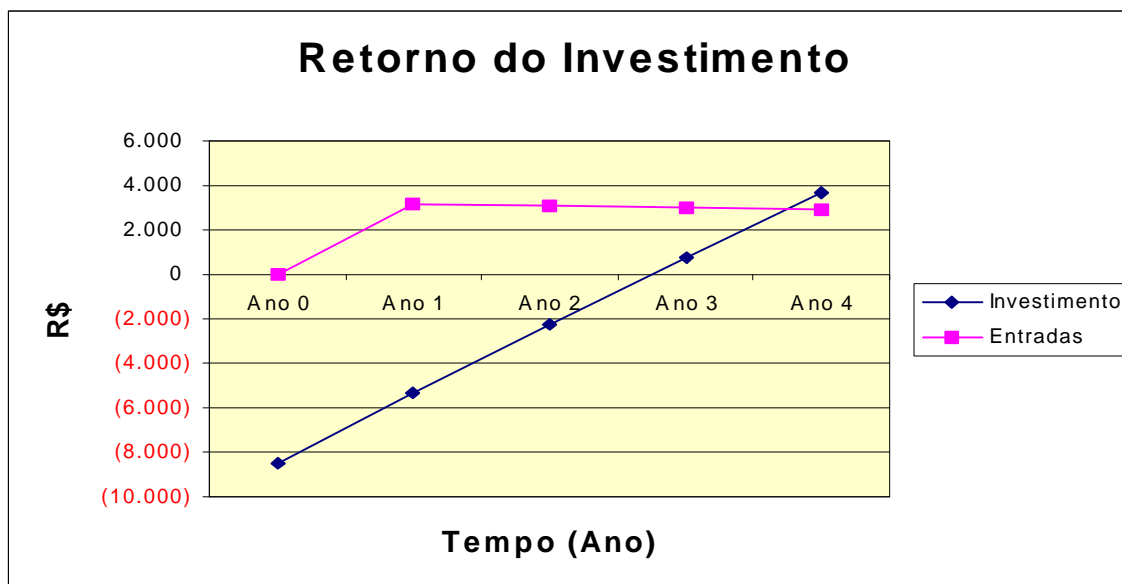
O custo operacional é considerado como entrada neste fluxo de caixa simplificado, ou seja é a receita advinda do investimento efetuado. No caso em questão, esta receita deve ser entendida como "sobra de caixa", uma vez que não ocorrendo a despesa ela não precisará ser paga.

Considerando que o investimento inicial seja a diferença de custo, a maior, verificada para o compressor da série SAB80, tem-se:

**Tabela 5**

	<b>Investimento</b>	<b>Entradas</b>
Ano 0	(8.481)	0
Ano 1	(5.343)	3.138
Ano 2	(2.268)	3.075
Ano 3	746	3.014
Ano 4	3.700	2.954
Ano 5	6.594	2.895
Ano 6	9.431	2.837
Ano 7	12.211	2.780
Ano 8	14.935	2.724
Ano 9	17.605	2.670
Ano 10	20.221	2.616
Ano 11	22.786	2.564
Ano 12	25.298	2.513
Ano 13	27.761	2.463
Ano 14	30.174	2.413
Ano 15	32.539	2.365

**Gráfico 6**



**Tabela 6**

**Taxa Interna de Retorno (i%)**

i% aa	PBP
1	3
2	3
3	3
4	3
5	4
6	4
7	4
8	4
9	4
10	4
11	4
12	4

Para uma correta avaliação deste fluxo de caixa, deverá ser considerada a Taxa Interna de Retorno definida para o investimento. Pela Tabela 6, verifica-se que o retorno do investimento se dará em 3 anos, para uma Taxa Interna de até 3% ao ano, e em 4 anos, para uma Taxa Interna superior.

Para efeito de comparação, foram considerados compressores sem "economizer". Em sistemas onde seja necessária a utilização deste tipo de acessório, os prazos de retorno do investimento serão ainda menores.

## TECNOLOGIA ROTATUNE

Outra tecnologia desenvolvida pela YORK Refrigeration, visando a melhoria da eficiência energética dos compressores parafuso, é o novo tipo de acionamento, denominado *Rotatune* (4). Este acionamento baseia-se em um motor especial de alta velocidade, que é acionado por um avançado conversor de frequência.

O controle de capacidade sem estágios, permite que o compressor mantenha uma eficiência total alta, mesmo com uma redução considerável de carga térmica. Com um perfil de carga normal, o consumo de energia pode ser reduzido em cerca de 15%, quando comparado com um controle de capacidade convencional, e por cerca de 20 % quando for utilizado compressor com economizer.

Não é nenhum exagero dizer-se que o motor de indução do tipo gaiola, é o cavalo de força da indústria. Com custo baixo, e com operação confiável e econômica, é utilizado normalmente, em uma rede elétrica AC com 50 Hz ou 60 Hz de frequência.

Porém, isto impõe duas limitações sérias em seu uso: a velocidade do motor não pode ser controlada, e dependendo da frequência utilizada, a velocidade máxima será de 3.000 ou 3.600 RPM.

Uma solução adotada quando são requeridas velocidades mais altas, é a utilização de uma caixa redutora de velocidades. Entretanto, a capacidade da máquina é controlada pelo funcionamento intermitente do motor, ou por um controlador mecânico do fluxo, como no caso dos compressores de parafuso. Este último é utilizado quando se necessita de uma boa precisão na temperatura do sistema de refrigeração. Porém, isto conduz inevitavelmente a um aumento das perdas de energia.

### ***Controle de capacidade em sistema de refrigeração***

As cargas do sistema de refrigeração normalmente variam de acordo com o tipo, quantidade e temperatura dos produtos que são resfriados ou congelados, bem como, o seu desempenho pode ser afetado pelas mudanças climáticas.

Dispositivos que permitem um eficiente controle de capacidade têm sido desenvolvidos na indústria de refrigeração há mais de cem anos. Inicialmente, eram utilizados sistemas mecânicos operados manualmente, mas com o decorrer do tempo foi observada uma tendência à automatização das operações.

Ao longo deste desenvolvimento, os engenheiros e técnicos têm buscado variar a capacidade de refrigeração do sistema automaticamente, mantendo a eficiência através do uso de compressores de velocidade variável.

### ***Desenvolvimento do Compressor Rotatune***

Uma solução encontrada, baseia-se num conversor alimentando um motor de indução e controlando sua velocidade através da variação da frequência. Porém, tal sistema não está completamente livre de desvantagens. Por exemplo, as oscilações harmônicas produzidas pelo conversor geram calor. Também, se a máquina impõe manter o torque constante à plena velocidade, como no caso de um compressor de parafuso, haverá novamente problemas com o calor gerado no motor.

Para determinar uma solução para este problema, a YORK REFRIGERATION desenvolveu um acionamento de velocidade variável, combinado a um conversor de frequência e a um motor de alta velocidade, especialmente projetado para ser alimentado por um conversor.

Os mais novos representantes desta linha, são os compressores SAB 128 HR e SAB 163 HR, que foram desenvolvidos para a operação com a tecnologia Rotatune.

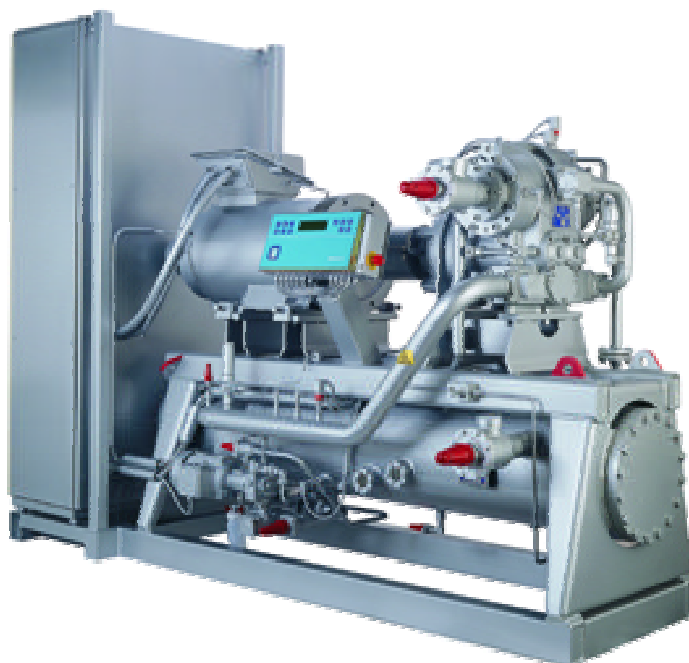


Fig. 5

**SAB 128 HR 100 - 620**  
**SAB 163 HR 220 - 1300**

Uma exigência do projeto, era que o motor deveria ser dimensionado de tal forma, que minimizasse a geração de calor causada pelas oscilações harmônicas do rotor. Estudos teóricos e testes de laboratório mostraram que é o perfil das ranhuras do rotor quem define a funcionalidade dos motores alimentados pelo conversor. Os motores padrão, seriam, portanto, inadequados para tal aplicação.

Além de gerar consideravelmente menos calor do que seus predecessores, o motor novo foi provido com um ventilador auxiliar acionado separadamente. Isto remove o calor residual na faixa de 1.000 a 6.000 RPM. A potência consumida pelo ventilador é 0,75 kW a 1.500 RPM, ou seja, uma pequena parte do consumo total. Em consequência da ventilação externa, a eficiência do motor atinge cerca de 95 %, quando operando na velocidade máxima.

### ***Vantagens do compressor Rotatune***

O novo sistema, comercializado sob o nome de *Rotatune*, permite um excepcional controle de capacidade do compressor, e, portanto, uma regulação precisa da temperatura do sistema.

Alguns benefícios decorrentes são economia operacional e melhor adaptação para as exigências de refrigeração em diversos sistemas tais como os aplicados em indústrias alimentícias, processos químicos e pistas de patinação no gelo.

Além disso, uma unidade compressora equipada com o novo sistema pode ser disposta de maneira mais simples do que uma unidade convencional, devido aos seguintes motivos:

- O sistema de controle de capacidade é eliminado, já que esta função é assumida pelo controle de velocidade;
- Não é necessário nenhum conjunto de engrenagens. O motor pode ser acionado progressivamente até uma velocidade máxima de 6.000 RPM;
- Não é preciso nenhum sistema especial de arranque, já que a corrente e a tensão são controladas diretamente pelo conversor;
- Reduz-se o peso do sistema, pois o compressor e o motor são mais leves que os convencionais.

Outras vantagens do novo sistema são :

- Aumento da confiabilidade, pois o compressor possui menos partes móveis;
- Um baixo nível de ruído, graças a baixa velocidade do motor do ventilador;
- Nem o compressor nem o motor precisam funcionar continuamente na velocidade nominal.

### ***Inicializações e paradas suaves***

O novo sistema também caracteriza várias melhorias que beneficiam a operação geral das instalações de refrigeração.

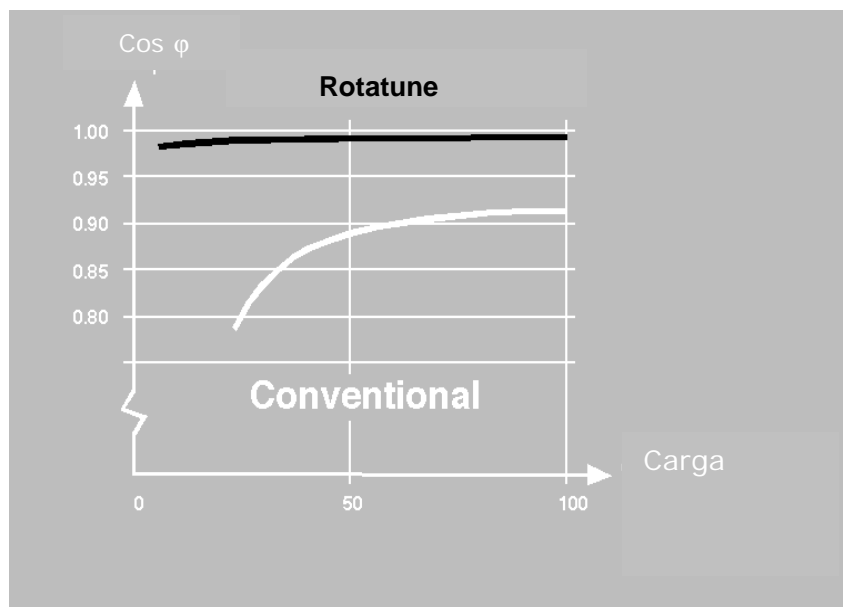
O conversor permite inicialização e parada suaves, com controle de aceleração e retardo. Isto reduz a carga aplicada aos equipamentos elétricos e mecânicos e elimina picos de corrente durante a inicialização. A corrente recebida pelo gerador nunca excede a corrente nominal do motor.

Como resultado, não há nenhum limite no número de inicializações do compressor por unidade de tempo. Isto permite adaptar a capacidade do sistema mais facilmente às variações nas exigências de carga térmica.

Além disso, não é necessário superdimensionar os transformadores e cabos de conexão, uma vez que durante a partida, não existe a incidência de grandes correntes.

Finalmente, como se observa na Fig. 6, o motor tem um fator de potência praticamente igual à unidade, em toda a faixa de operação. Em conjunto a alta eficiência do conversor, este fato garante poucas perdas no sistema. Assim, a potência reativa é desprezível, significando uma redução de custos, pois não é necessário um equipamento que compense essas perdas.

Fig.6



### **Retorno do investimento de um ano a dois anos por economia de energia**

A capacidade de um compressor parafuso que opera à velocidade constante, normalmente é controlada por um sistema de válvulas e alguma forma de controle de fluxo (por exemplo, um *by pass*). Perdas são assim inevitáveis. Com o compressor *Rotatune*, tais arranjos são desnecessários e a capacidade de carga máxima do compressor pode ser utilizada em toda a faixa de velocidades. Isto economiza energia, especialmente quando o sistema de refrigeração está operando com capacidade reduzida.

Além disso, se o compressor é conectado a um *Economizer*, se obtém uma capacidade específica aumentada em toda a gama de velocidades.

As Tabelas 7 e 8 e os Gráficos 7 e 8 a seguir, apresentam uma comparação entre capacidade e consumo de energia elétrica, para um compressor parafuso com sistema *Rotatune* (**SAB 163 HR**) e um compressor parafuso convencional com *Economizer* (**SAB 163 HF E**).



**Tabela 7**
**SAB 163 HR**

Carga %	Capacidade kW	RPM	Consumo kW	COP
100%	336,6	6.000	169,0	1,99
90%	304,2	5.400	154,4	1,97
80%	270,9	4.800	139,2	1,95
70%	236,6	4.200	123,4	1,92
60%	201,4	3.600	106,9	1,88
50%	165,2	3.000	89,6	1,84
40%	128,4	2.400	71,7	1,79
30%	91,2	1.800	53,1	1,72

**Tabela 8**
**SAB 163 HF E**

Carga %	Capacidade KW	RPM	Consumo kW	COP
100%	358,9	3.550	171,0	2,10
90%	323,0	3.550	162,1	1,99
80%	287,1	3.550	151,6	1,89
70%	251,2	3.550	140,9	1,78
60%	215,3	3.550	130,9	1,64
50%	179,5	3.550	122,0	1,47
40%	143,6	3.550	114,6	1,25
30%	107,7	3.550	108,8	0,99

Gráfico 7

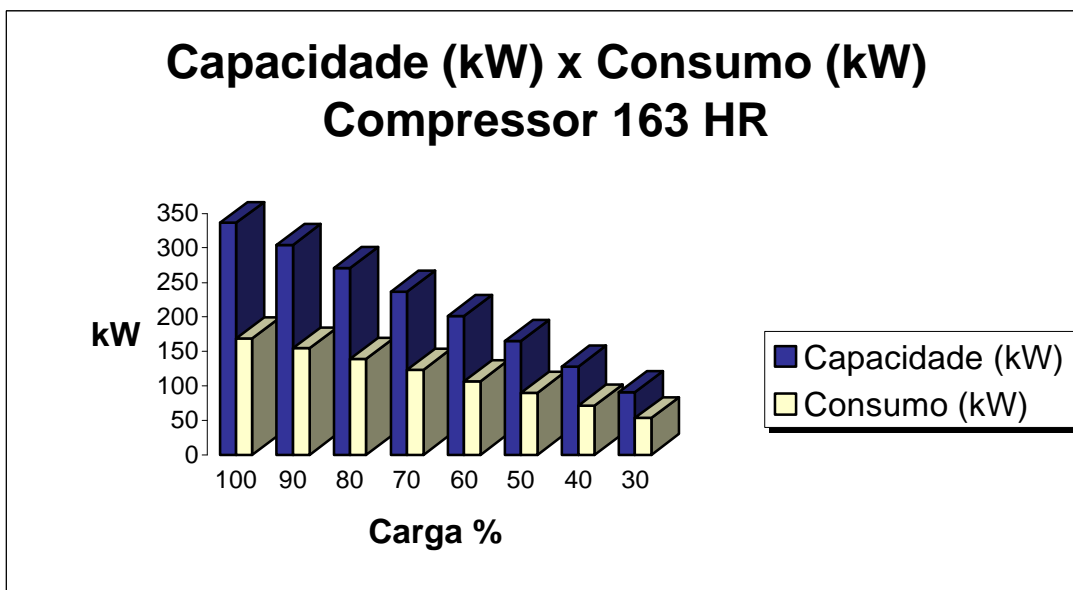
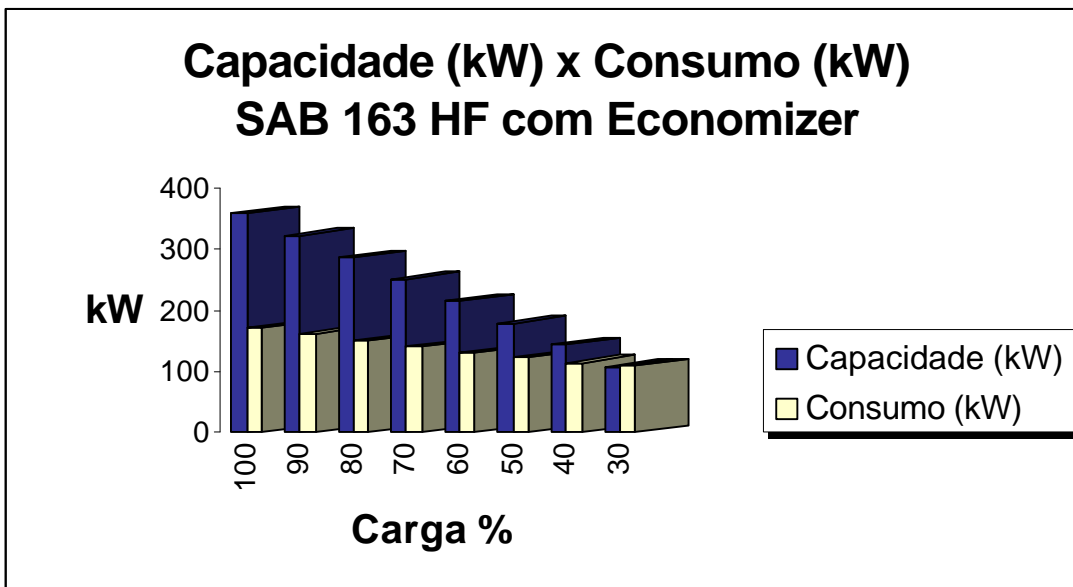
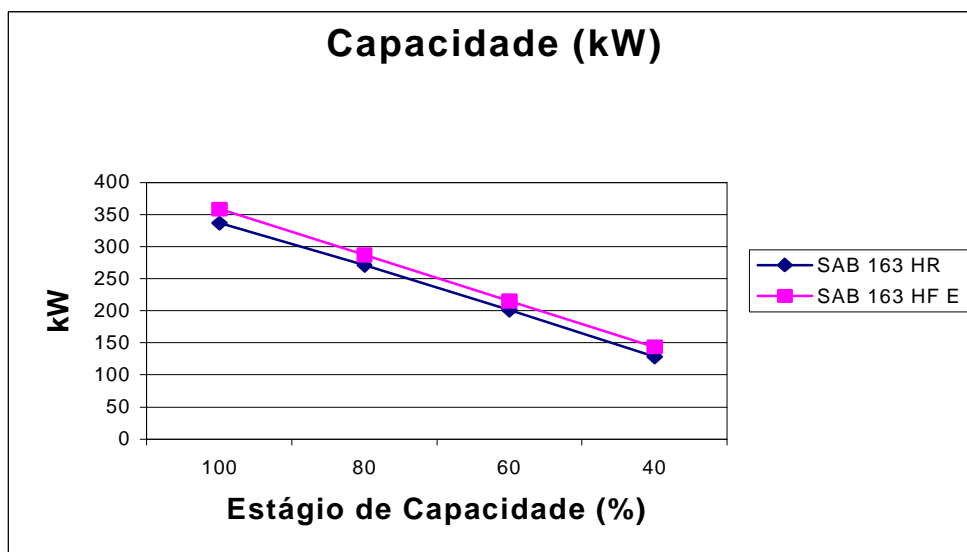


Gráfico 8



**Gráfico 9**

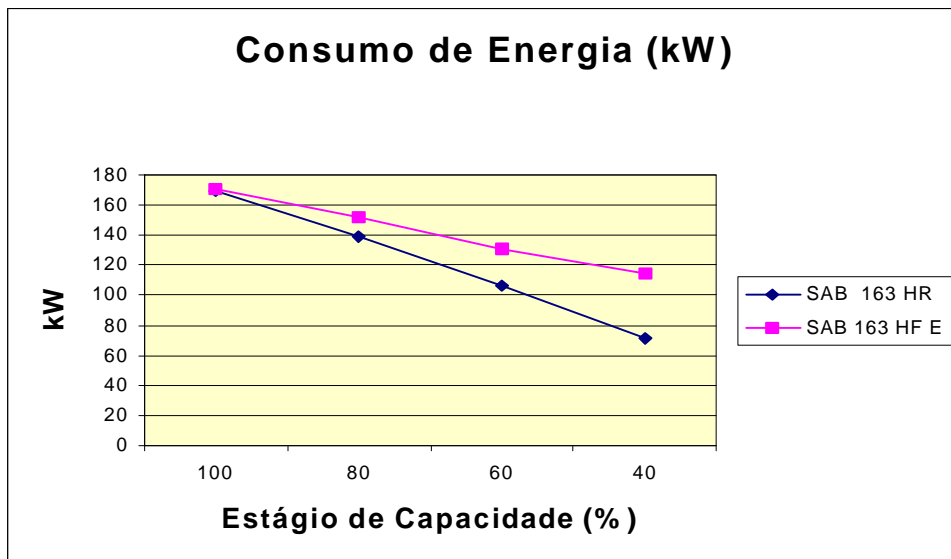


Através do Gráfico 9 pode ser verificado que o compressor SAB 163 HF com Economizer, possui uma capacidade aproximadamente 7% maior do que o compressor SAB 163 HR, quando ambos estiverem operando a 100% (ver também Tabelas 1 e 2). Com a modulação de carga, a redução de capacidade é equivalente para os dois compressores.

Entretanto, ao se analisar separadamente o consumo de energia elétrica dos dois compressores quando operando ambos estiverem operando em carga parcial, a eficiência energética do compressor SAB 163 HR é muito superior, sendo tanto maior, quanto menor for a exigência de capacidade.

O Gráfico 10 indica isto claramente, conforme pode ser verificado a seguir:

Gráfico 10



Conclui-se então, que o compressor SAB 163 HR apresenta uma **eficiência energética** maior. Para se verificar o quanto esta diferença de eficiência, representa de economia de energia, pode ser assumido o perfil de carga apresentado na Fig. 1, e teremos a seguinte situação:

Tabela 9

CUSTO OPERACIONAL	SAB 163 HR	SAB 163 HF E	
0,6 h a 30% de capacidade	31,9	65,3	33
1,4 h a 40% de capacidade	100,4	114,6	14
2,2 h a 50% de capacidade	197,1	268,4	71
3,0 h a 60% de capacidade	320,7	392,7	72
3,6 h a 70% de capacidade	444,2	507,2	63
4,2 h a 80% de capacidade	584,6	636,7	52
3,6 h a 90% de capacidade	555,8	583,6	28
1,4 h a 100% de capacidade	169,0	239,4	70
Dia - 20 h (kWh)	2.403,8	2.807,9	404
Mês - 20 d (kWh)	48.075,6	56.158,0	8.082
Ano - 12 m (kWh)	576.907,2	673.896,0	96.989
<b>Custo anual (R\$)</b>	<b>40.384</b>	<b>47.173</b>	<b>6.789</b>

Cálculos mostram que em um sistema de refrigeração com perfil de carga normal, pode-se esperar economia de energia de média de 10 a 17 por cento com a utilização da tecnologia *Rotatune*.

Além disso, o consumo de energia de um compressor parafuso com o sistema *Rotatune*, é mais baixo do que o de um compressor alternativo, até mesmo a carga parcial.

Finalmente, o compressor *Rotatune* possibilita um controle de temperatura mais preciso do que com um equipamento convencional.

O compressor *Rotatune* é ideal para instalações de médio e pequeno porte, onde a carga varia todo o tempo. Também tem vantagens em instalações com vários compressores, onde pode ser utilizado em um ou dois compressores. Neste caso, os demais compressores funcionariam à plena carga. Deste modo, o compressor *Rotatune* poderia contribuir para a adaptação do sistema a variações de carga, mantendo máxima eficiência, inclusive em instalações de grande porte.

## INSTALAÇÃO

As duas análises anteriores tratam da possibilidade de redução dos custos operacionais em uma instalação frigorífica, através da utilização de compressores de alta tecnologia. Neste capítulo, serão analisados os ganhos que podem ser obtidos, ou melhor, os custos que podem ser evitados, durante a operação da instalação.

A influência das temperaturas de evaporação e de condensação, já foram bem definidas por Lincoln (3). Complementando as informações por ele apresentadas, dois outros fatores podem ser incluídos como fonte de redução de custos de energia. São os problemas relacionados com a presença de ar, gases não condensáveis e água nas instalações de amônia. A presença de ar e gases não condensáveis influi diretamente no aumento da pressão de condensação, o que reflete no aumento do consumo de energia elétrica. A presença de água, também é altamente prejudicial, aumentando o consumo de energia elétrica, e causando problemas para o óleo, conforme Nielsen (5), além da redução da capacidade real do compressor.

### **Ar e Gases Não Condensáveis**

O ar penetra nos sistemas frigoríficos através de juntas, quando este estiver operando a uma pressão abaixo da pressão atmosférica (temperaturas de evaporação abaixo  $-33^{\circ}\text{C}$ , para a amônia). Além disso, ocorre a entrada de ar durante os períodos de manutenção da instalação, quando esta é aberta.

A umidade contida no ar, é absorvida pela amônia, e o ar se acumula no lado de alta da instalação (condensador e recipiente de líquido) reduzindo a eficiência do condensador, uma vez que eleva a temperatura e a pressão de descarga dos compressores.

O efeito da presença de ar na instalação pode ser verificado pela Tabela 7, na qual estão representadas duas situações. Em uma delas a temperatura de condensação é de  $35^{\circ}\text{C}$ , o que corresponde a uma pressão de 13,51 bar. Caso a pressão se eleve em 1 bar, o condensador estaria submetido a uma pressão de condensação de 14,41 bar, o que corresponde a  $37,5^{\circ}\text{C}$  de temperatura de condensação.

Se este compressor tiver uma temperatura de evaporação de  $-20,4^{\circ}\text{C}$ , a perda de capacidade será de 1,51% e o aumento de consumo será de 4,13%. Como pode ser verificado, para temperaturas de evaporação mais baixas, a situação será cada vez pior.

**Tabela 10**

Valores em kW	35 °C	37,5 °C	Variação
	13,51 bar	14,51 bar	%
Capacidade (-20,4 °C)	925,5	911,7	-1,51%
Consumo (-20,4 °C)	333,9	348,3	4,13%
COP	2,8	2,6	
Capacidade (-35,7 °C)	438,7	429,7	-2,09%
Consumo (-35,7 °C)	270	283,8	4,86%
COP	1,6	1,5	

Cuidados especiais devem ser tomados para se operar a instalação com o mínimo de ar e outros gases não condensáveis.

Uma boa solução é a instalação de um purgador de ar, especialmente em sistemas com temperaturas abaixo de -30 °C. O melhor ponto de drenagem é o coletor de líquido dos condensadores evaporativos. Estes purgadores podem ser operados de forma manual, automática, ou até controlado por CLP / micro.

Se este purgador de ar operar satisfatoriamente, eventuais vazamentos na rede podem se tornar imperceptíveis. Assim, é recomendável que se desligue o purgador de ar por uma semana, a cada 2 meses. Se a pressão de condensação subir, provavelmente existirá um vazamento que precisa ser identificado e corrigido, de forma a minimizar a entrada de água no sistema, junto com o ar.

## Água

A contaminação da amônia causada pela presença de água nos sistemas de refrigeração industrial, é um problema frequentemente menosprezado, e somente a pouco tempo começaram a ser considerados com mais profundidade. O trabalho realizado por Nielsen (5), da Danfoss Dinamarca, e Tomaz (6) são um bom exemplo disto. Os dados a seguir foram transcritos deste estudo efetuado em várias empresas na Dinamarca, Suécia e Noruega.

As fontes de contaminação por água em instalações de refrigeração industrial com amônia, são praticamente as mesmas já analisadas para o ar e podem ser divididas em dois grupos:

- ❑ as fontes de contaminação durante a montagem e *start-up*, e
- ❑ as fontes de contaminação durante o funcionamento da planta

### *Fontes de Contaminação Durante Montagem e Start-up*

1. Água que permanece em vasos novos, que não são corretamente drenados depois do teste de pressão.
2. Água que pode penetrar na tubulação durante a montagem, através de aberturas e juntas soldadas.
3. Condensação que pode acontecer na tubulação durante montagem.
4. Condensação que pode ocorrer, quando o ar tiver sido utilizado nos testes de pressão da tubulação.

5. Água que permanece no sistema como resultado dos procedimentos de evacuação inadequados, durante o *start-up*.
6. O uso de amônia impura quando do carregamento do sistema.

#### *Fontes de Contaminação Durante a Operação Normal*

1. Rompimento de tubos no lado de baixa pressão do sistema, especialmente nos resfriadores,
2. Procedimentos impróprios de drenagem de óleo ou refrigerante de vasos ou tubos, cheios de água abaixo da pressão atmosférica.
3. Na operação da instalação em que a pressão fique abaixo da pressão atmosférica: vazamentos na vedação nas hastes de válvula, mangueiras flexíveis, juntas de tubulações roscadas ou flangeadas, vedação de compressores e bombas, e vazamentos nas serpentinas das unidades do evaporador.
4. Procedimentos impróprios na evacuação da planta ou partes da planta, durante a execução o serviço de manutenção.
5. Reações químicas complexas no sistema entre a amônia, oxigênio, água, óleos e lodo, podem criar mais água livre no sistema

O ponto principal a ser analisado é quanto a água que entra junto com o ar. Se a instalação estiver atuando com um purgador de ar eficiente e automático, pode ocorrer que determinados vazamentos sejam imperceptíveis. Com o passar do tempo, toda a umidade contida no ar será absorvida pela a amônia. Isto pode ser verificado da seguinte forma:

Cada purgador de ar automático purga constantemente 5 litros/min de ar. A temperatura ambiente onde os vazamentos são localizados é de 20 °C e a umidade do ar é 80% em média. A umidade específica do ar que entra na planta é de 13,84 gramas de água por 1.000 litros de ar (Carta Psicrométrica).

Isto significa:

$5 \text{ litros} \times 1/1.000 \text{ litros} \times 13,84 \text{ g} \times 60 \text{ min} = 4,15 \text{ g H}_2\text{O}$  cada hora ou,

$4,15 \text{ g} / \text{hora} \times 24 \text{ horas} \times 365 \text{ dias} = 36,25 \text{ kg H}_2\text{O}$  cada ano

Depois de 10 anos teremos: 363,5 kg H<sub>2</sub>O no interior da planta

Como exemplo, podemos desconsiderar uma pequena quantidade de água no lado de alta pressão, então a planta no lado de baixa pressão tem aproximadamente:

Caso 1:

Quantidade de amônia: 6.058 litros, o que corresponde a 3.635 kg (6.058 litros x 0,6 kg/litro)

**Neste caso teremos aproximadamente 10% de água contido na amônia, no lado de baixa pressão:**

$$\Rightarrow 363,5 \text{ kg de água} / 3.635 \text{ kg de amônia} \times 100 = 10\%$$

Caso 2:

Quantidade de amônia: 3.029 litros, o que corresponde a 1.817,5 kg (3.029 litros x 0,6 kg/litro)

**Neste caso teremos aproximadamente 20% de água contido na amônia, no lado de baixa pressão:**

$$\implies 363,5 \text{ kg de água} / 1.817,5 \text{ kg de amônia} \times 100 = 20\%$$

A contaminação principal pode acontecer dentro de um tempo muito pequeno devido a ruptura de um ou mais tubos no sistema. O pessoal operacional deve estar alerta acerca de incidentes deste tipo, por causa dos transtornos que eventuais vazamentos de amônia podem ocasionar.

Uma quantidade de água entre 2% e 6% é encontrada freqüentemente. Quantidades entre 10,8%, 18,5%, 24% e 26% também foram encontradas mas estas medidas podem ser exageradas, pois as amostras foram tiradas em temperaturas acima de -33°C e as correções no gás de flash não foram feitas. Conforme Nielsen (5), foi realizado uma análise em 64 das plantas com contaminação por água, foram instalados retificador de água. Dos dados levantados, pode ser concluído:

1. Muitas plantas possuem uma de quantidade de água muito maior do que o máximo recomendado de 0.3%.
2. Algumas destas plantas possuem a contaminação tão grande que comprometem a capacidade, o valor do COP, e reações químicas nos sistemas.
3. Nenhuma das plantas envolvidas na investigação tinham qualquer conhecimento sobre a contaminação da água, e dos problemas que esta contaminação pode causar.
4. Verificações para constatar se existe contaminação com água, deveriam ser feitos regularmente juntamente com os serviços de manutenção.

Exemplo:

Uma planta está operando a uma temperatura de evaporação de -42 °C e uma temperatura de condensação de 30°C com compressores de parafuso, o que acontecerá com o consumo de energia e a capacidade se a contaminação da água nos evaporadores é de 10% ou de 20%?

100% NH<sub>3</sub> e 0% H<sub>2</sub>O nos evaporadores:

ET = -42°C

EP = 0,64 bar (abs)

CT = 30°C

Capacidade: 361,7kW (311.062 kcal/h)

Consumo de energia: 252,6 kW

COP = 1,43

90% NH<sub>3</sub> e 10% H<sub>2</sub>O nos evaporadores:

ET = -42 °C

EP = 0,59 bar (abs)

CT = 30°C

Capacidade: 327.1 kW (281.306 kcal/h)

Consumo de energia: 248,6 kW

COP = 1,32



80% NH<sub>3</sub> e 20% H<sub>2</sub>O nos evaporadores

ET = -42°C

EP = 0.51 bar (abs)

CT=30°C

Capacidade: 278,8 kW (239.768 kcal/h)

Consumo de energia: 241,1 kW

COP=1,16

Com o aumento gradativo da contaminação da amônia com água, os valores de capacidade e COP do compressor irão diminuir. Se a planta está operando com estes compressores 10 horas por dia, 300 dias por ano, nestas condições de funcionamento, quantos kWh adicionais serão necessários no consumo de energia elétrica, para se obter o mesmo efeito na refrigeração?

Com 100% NH<sub>3</sub> e 0% H<sub>2</sub>O nos evaporadores:

Para cada 1.000 kW (860.000 kcal/h) o consumo de energia para cada condição será:

$1000/1,43 = 699,3 \text{ kW}$

$10 \times 300 \times 699,3 = 2.097.900 \text{ kWh}$  cada ano

Com 90% NH<sub>3</sub> e 10% H<sub>2</sub>O nos evaporadores

$1000/1,32 = 757,6 \text{ kW}$

$10 \times 300 \times 757,6 = 2.272.800 \text{ kWh}$

Consumo de energia adicional:

$2.272.800 - 2.097.900 = 174.900 \text{ kWh / ano}$  por cada 1.000 kW

**Com um custo de R\$0,07/kWh: R\$ 12.250 por cada 1.000 kW**

Com 80% NH<sub>3</sub> e 20% H<sub>2</sub>O nos evaporadores:

$1000/1,16 = 862,1 \text{ kW}$

$10 \times 300 \times 862,1 = 2.586.300 \text{ kWh}$

Consumo de energia adicional:

$2.586.300 - 2.097.900 = 488.400 \text{ kWh / ano}$  por cada 1.000 kW

**Com um custo de R\$0,07/kWh: R\$ 34.188 por cada 1.000 kW**

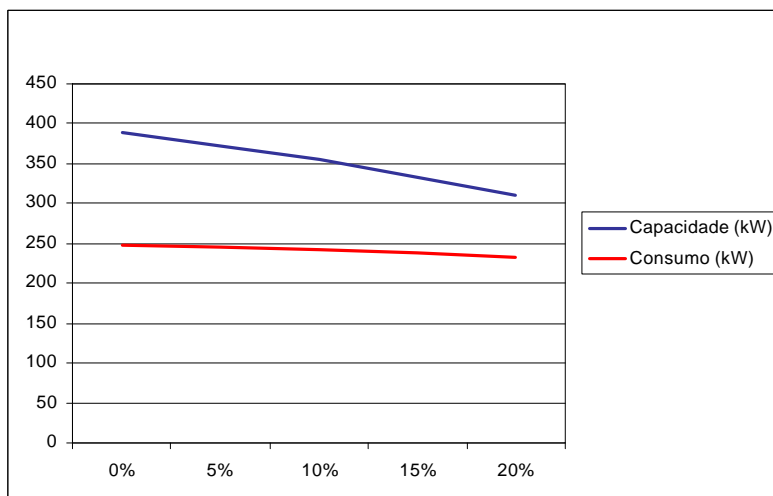
Um aumento de 10% na quantidade de água, praticamente triplica os custos de operação. Deve ser considerado também, que este é um assunto ambiental, uma vez que o aumento no consumo de energia pode significar mais poluição.

A Tabela 11 e o Gráfico 11 indicam a redução de capacidade e o conseqüente aumento de consumo de energia, em um compressor parafuso operando no regime - 40/35 °C.

Tabela 11

	QUANTIDADE DE H <sub>2</sub> O NA NH <sub>3</sub>				
	0%	5%	10%	15%	20%
Pressão (bar) a -40 °C	0,72	0,69	0,65	0,61	0,57
Capacidade (kW)	390,4	373,2	356	333	309,7
Consumo (kW)	247,9	245,1	242,1	237,7	232,4
COP	1,57	1,52	1,47	1,40	1,33
Redução de capacidade %		5%	10%	17%	26%
Redução de consumo %		1%	2%	4%	7%

Gráfico 11



De forma a manter as condições de operação dentro de limites aceitáveis, recomenda-se que o percentual de água seja mantido entre 0,5 e 1%. Para que isto seja possível é necessário a utilização de um retificador de água, de forma que esta possa ser purgada continuamente da instalação.

Atualmente não é prática comum a adição deste retificador de água nas instalações frigoríficas. Empresas como Sabroe, Danfoss, entre outras, dispõe de equipamentos retificadores de água, ar e óleo, que agregados à instalações novas ou existentes possibilitam uma substancial redução dos custos de energia.

## CONCLUSÃO

Por tudo que foi exposto, verifica-se que com a introdução de compressores de alta tecnologia conjugado com a monitoração das melhores condições possíveis para a instalação, é possível conseguir uma significativa economia operacional nos sistemas de refrigeração com amônia, reduzindo gastos desnecessários de energia elétrica.

**Tabela 12**

**Comp. 1**

REGIME	CONDIÇÃO	Capac. (kW)	Redução	Cons. (kW)	Aument o	COP
-35/35 °C	Projeto	558,80		302,70		1,85
-35/37,5 °C	1 bar de ar	553,10	-1,0%	319,10	6,5%	1,73
-36,7/37,5 °C	1 bar de ar e 10% de água	507,40	-10,1%	312,90	13,8%	1,62

Pode ser verificado na Tabela 12 o efeito conjunto do aumento da temperatura de condensação, em virtude do aumento de 1 bar na pressão de condensação, e da diminuição da pressão de evaporação, em virtude da presença de 10% de água na instalação.

Muitas vezes, o impacto relacionado com a perda de capacidade na instalação não é devidamente percebido. Como foi visto, dependendo da instalação os compressores tendem a trabalhar a maior parte do tempo em carga parcial. Isto quer dizer, que a capacidade requerida diminuiu, porém os gastos com energia elétrica continuarão elevados.

Isto se confirma pela análise da Tabela 12. Considerando separadamente o impacto do ar, **verifica-se que para cada kW de capacidade no compressor, paga-se um aumento de 6,5% na energia elétrica consumida. No caso extremo do estudo, em que se considera também o efeito da água, o custo da energia elétrica por kW, aumenta 13,8%.**

Poderíamos ainda discutir vários outros detalhes, e novas concepções que têm surgido para buscarmos soluções sobre o aumento da eficiência energética em sistemas de refrigeração. No entanto, é muito importante que não apenas sejam implantadas as soluções, mas que seja verificado o resultado, através de medições do consumo de energia, do desempenho do ciclo frigorífico (verificação efetiva do COP) e também da operação do sistema.

Finalmente, citando Wilcox (6):

## **“ FAÇA DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA UMA PRIORIDADE NOS SEUS PROJETOS”**

E o mesmo recomenda uma lista de procedimentos :

- Desenvolva uma política de aumento de eficiência energética que considere a racionalização da operação de todo o sistema. Para novos sistemas nunca esquecer de fazer análise total de custos, tal como a “Life-Cicle Costs” recomendada pela ASHRAE.
- Use a eficiência energética como um argumento na redução das tarifas nos contratos junto à agência de fornecimento de energia. Também pode ser usado como argumento de investimento para a redução dos juros em casos de financiamentos adquiridos junto aos planos oferecidos pelo governo.

- Se você é um “main contractor”, um instalador, esteja aberto a novos conceitos e considere que uma instalação eficiente certamente terá ampliações, o que significa bons negócios.

**Esta visão voltada para a busca incessante das condições ótimas de operação, deverá nortear o projeto das instalações frigoríficas em um breve futuro.**

#### **REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- (1) Labrouse, Michel; Wolfgang, Lutz; de Paula, Ericson; INSTITUTIONAL COOPERATION PROJECT MERCOSUR-UNION EUROPEA. STRENGTHENING SYNERGIES TO SPEED UP REGIONAL ENERGY INTEGRATION, Abril de 1999.
- (2) Cury Filho, Júlio; PERSPECTIVAS DA ENERGIA ELEÉTRICA, 1997.
- (3) Neves Filho, Lincoln de Camargo; CONSERVAÇÃO E RECUPERAÇÃO DE ENERGIA EM SISTEMAS FRIGORÍFICOS, Setembro de 1997.
- (4) Asplund, Tommy; Rolfman, Lennart; COMPRESSORES PARAFUSO S80 - SILENCIOSOS, BAIXO CONSUMO DE ENERGIA E COMPATÍVEIS COM O MEIO AMBIENTE, 1995. Sabroe Refrigeration AB, Suécia. Tradução e adaptação de José Augusto Castro Chagas - Engenharia de Aplicação da Divisão de Contratos da YORK REFRIGERATION.
- (5) Nielsen, Per S.; PROBLEMAS EM INSTALAÇÕES COM AMÔNIA DEVIDO A CONTAMINAÇÃO COM ÁGUA. 1997. Danfoss, Dinamarca. Tradução e adaptação de José Augusto Castro Chagas - Engenharia de Aplicação da Divisão de Contratos da Sabroe do Brasil.
- (6) Wilcox M.H. – State-of-the-Art Energy Efficiency in Refrigerated Warehouses – IIAR Annual Meeting, Technical Papers pp. 327 – March, 1999.
- (7) Cleto, Leonilton Tomaz; INSTALAÇÕES COM AMÔNIA. Março de 1999. Veranum Tempus, Brasil.