



## **ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO PROVIDO DE CONTROLE DE CAPACIDADE**

**Marcelo R. Ianella**

**José M. S. Jabardo**

**Williams G. Mamani**

Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos  
Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Refrigeração  
Av. Dr. Carlos Botelho, 1465 – 13560-970 – São Calos, SP

***Resumo.** Este trabalho apresenta o estudo experimental de um equipamento de ar condicionado automotivo provido de controle de capacidade. O circuito frigorífico do equipamento ensaiado compreende um compressor de deslocamento variável, um condensador de alto desempenho (condensador de microcanais de fluxo paralelo), um evaporador de tubos e aletas de alumínio e uma válvula de expansão termostática. Vários ensaios de desempenho foram realizados sob diversas condições de operação, permitindo uma análise paramétrica do comportamento do sistema em função de algumas variáveis de interesse: temperatura do ar no evaporador, temperatura do ar de condensação, rotação do compressor e carga de refrigerante. Tal análise permitiu um conhecimento detalhado do comportamento do sistema e, em especial, do funcionamento do seu controle de capacidade.*

***Palavras-chave:** Ar condicionado, Automóveis, Compressor de deslocamento variável*

### **1. INTRODUÇÃO**

Sistemas de ar condicionado automotivo apresentam certas peculiaridades, dentre as quais destaca-se o alto grau de transitoriedade de suas condições de operação. As altas variações de carga térmica provenientes principalmente do número de passageiros e das mudanças da temperatura do ambiente externo e da intensidade de radiação solar durante o dia, combinadas com o pequeno volume da cabine do automóvel, produzem constantes alterações das condições térmicas do ar no interior do veículo. Além disso, a rotação do compressor está sujeita a grandes variações conforme o regime de marcha do veículo, que, juntamente com variações no escoamento de ar através do condensador e evaporador, contribui para as oscilações de desempenho do sistema. Essas características tornam o

controle climático da cabine de um veículo um problema complexo, dado que o sistema de ar condicionado deve manter níveis adequados de conforto para todas as condições.

Simultaneamente, os novos equipamentos de ar condicionado devem satisfazer as crescentes exigências quanto a economia de combustível e reduzido tamanho físico, o que leva a indústria automotiva a um contínuo processo de desenvolvimento de sistemas mais eficazes, econômicos, compactos e que se adaptem aos novos refrigerantes. Com essa finalidade foram desenvolvidos componentes como o condensador de microcanais e o compressor de deslocamento variável, utilizados no sistema estudado neste trabalho. O primeiro trata de um condensador compacto de alto desempenho desenvolvido para compensar as desvantagens termodinâmicas do atual refrigerante, R-134a, em relação ao antigo, R-12. O segundo foi desenvolvido com a finalidade de proporcionar um contínuo controle da capacidade do sistema, ajustando-a às condições de carga térmica e de rotação do compressor, além de possibilitar um funcionamento silencioso, contínuo e econômico. Isto é conseguido por meio da variação do seu deslocamento volumétrico, o que permite um ajuste da vazão de refrigerante de forma a manter a pressão de evaporação constante. Detalhes construtivos e de funcionamento do referido compressor podem ser encontrados em Takai *et al* (1989), Ianella (1998), Sanden (1993) e Skinner *et al* (1985).

No presente trabalho será apresentado um levantamento experimental do comportamento do referido sistema de ar condicionado bem como uma análise paramétrica do seu desempenho em função de algumas variáveis que representam suas condições de operação: rotação do compressor, temperatura do ar de retorno e temperatura do ar de condensação. Também será mostrada a influência do inventário de refrigerante no desempenho do sistema. Os resultados proporcionaram um conhecimento do real comportamento de um sistema dotado de controle de capacidade e serviram como subsídio para a validação de um modelo de simulação desenvolvido por Mamani (1997).

## **2. APARATO EXPERIMENTAL E PROCEDIMENTOS**

O equipamento ensaiado foi o sistema de ar condicionado original do veículo SEAT Ibiza, cujos componentes principais incluem um compressor alternativo de deslocamento variável, um condensador de microcanais, um evaporador de tubos e aletas de alumínio, todos de fabricação SANDEN, e uma válvula de expansão termostática EGELHOF.

Os componentes foram montados em uma bancada (Fig.1) na qual podiam ser reproduzidas a maioria das condições de operação às quais o sistema real é submetido. O acionamento do compressor era feito por intermédio de um motor elétrico, alimentado por um conversor de frequência, possibilitando, com isso, a reprodução das rotações típicas do caso real. O condensador foi montado juntamente com os ventiladores originais do veículo no interior de um pequeno túnel de vento, garantindo uma vazão de ar constante imposta pelos ventiladores. Ao longo do túnel foram instalados, a montante, uma tela para retificar o escoamento e resistências elétricas para ajustar a temperatura do ar de condensação, reproduzindo, assim, a temperatura do ar externo ao veículo que atinge o condensador. O conjunto evaporador/ventilador do evaporador foi instalado conforme a montagem original, dentro de uma carcaça plástica, reproduzindo as características do escoamento de ar através do evaporador, mantendo sua vazão constante. Um duto para recirculação parcial de ar foi instalado na descarga do evaporador, permitindo a mistura de ar frio com o ar ambiente de forma a permitir o controle das condições do ar no duto de admissão do evaporador, como ilustrado na Fig. 1. Resistências elétricas foram instaladas no interior do duto para

proporcionar o aquecimento do ar, simulando a carga térmica imposta ao sistema. Os ventiladores de ambos os trocadores foram alimentados por um conjunto bateria/alternador comum para automóveis. Outros componentes também foram instalados na bancada, como o filtro secador/reservatório de líquido, o acumulador de sucção, mangueiras e conexões.

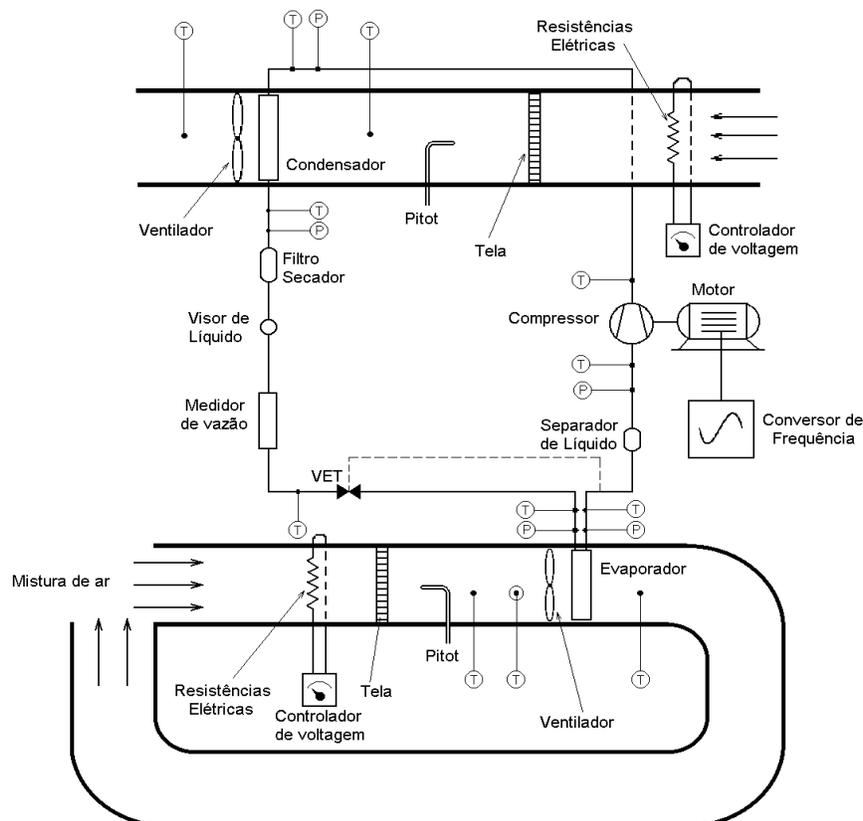


Figura 1 – Esquema de montagem da bancada experimental

A localização dos instrumentos de medida utilizados na bancada está indicada na Fig. 1, ao passo que as respectivas incertezas de medição são apresentadas na Tabela 1. As temperaturas foram medidas com termopares do tipo cobre-constantan e as pressões com dois modelos de transdutores com sinal de saída em corrente, um para as linhas de alta pressão e outro para as de baixa pressão. Para a medida da vazão de refrigerante utilizou-se um medidor do tipo Coriollis e para a de ar, um tubo de Pitot. As rotações impostas ao compressor foram verificadas por meio de um tacômetro analógico.

Tabela 1 – Incertezas das grandezas medidas

|           | Temperatura                      | Pressão                       | Rotação | Vazão de Refrigerante    |
|-----------|----------------------------------|-------------------------------|---------|--------------------------|
| Incerteza | Ar: 0,4°C<br>Refrigerante: 0,7°C | Alta: 20 kPa<br>Baixa: 12 kPa | 40 rpm  | 0,15% do fundo de escala |

Os primeiros ensaios realizados foram para a determinação da carga ideal de refrigerante e da sua influência no comportamento do sistema. Iniciou-se com uma carga de 1150 gramas de R-134a, superior a que teoricamente seria necessária, sendo, em ensaios subsequentes, retiradas pequenas quantidades de refrigerante (50 a 100 gramas). O limite inferior foi de 650 gramas, condição para a qual verificou-se a existência de bolhas na saída do condensador. Determinada a quantidade ótima de refrigerante, partiu-se para a análise dos efeitos de cada parâmetro de entrada, os quais variaram nas faixas indicadas na Tabela 2.

Tabela 2 – Faixa de operação dos parâmetros controlados

| Parâmetro   | Faixa de operação |
|---|-------------------|
| Rotação do compressor, $n$ (rpm)                          | 1550 – 5250       |
| Temperatura de retorno, $T_{ar_{evap}}$ (evaporador) (°C) | 15 – 35           |
| Vazão de ar no evaporador, $m_{ar}$ (kg/h)                | 500 (constante)   |
| Temperatura do ar de condensação, $T_{ar_{cond}}$ (°C)    | 30 – 40           |
| Velocidade do ar de condensação, $V_{ar_{cond}}$ (m/s)    | ~3 (constante)    |

Os parâmetros utilizados na análise dos resultados foram os seguintes:

|                               |  |
|-------------------------------|--|
| Efeito de Refrigeração        | $(i_{evaps} - i_{evape})$                                |
| Capacidade Frigorífica, $Q_r$ | $m_r(i_{evaps} - i_{evape})$                             |
| Trabalho de Compressão        | $(i_{comps} - i_{compe})$                                |
| Potência de compressão, $W$   | $m_r(i_{comps} - i_{compe})$                             |
| Coefficiente de eficácia, COP | $Q_r/W$  |
| Pressão de evaporação         | Pressão do refrigerante na saída do evaporador           |
| Pressão de condensação        | Pressão média do refrigerante no condensador             |
| Superaquecimento              | Superaquecimento do vapor na saída do evaporador         |
| Sub-resfriamento              | Sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador |

Onde  $m_r$  refere-se à vazão de refrigerante e  $i$  à sua entalpia. Os índices são auto-explicativos.

As incertezas propagadas nos principais parâmetros calculados são apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3 – Incertezas dos parâmetros calculados

|                         | $Q_r$ | $W$  | COP  |
|-------------------------|-------|------|------|
| <b>Incerteza mínima</b> | 1,6%  | 3,1% | 3,6% |
| <b>Incerteza máxima</b> | 1,7%  | 4,9% | 5,1% |

### 3. RESULTADOS

Os resultados a seguir apresentam o comportamento dos principais parâmetros de desempenho - capacidade frigorífica e coeficiente de eficácia (COP) - em função da carga de refrigerante e dos diversos parâmetros que representam as condições impostas ao sistema: rotação do compressor, temperatura do ar de retorno, temperatura do ar de condensação. Conforme observado anteriormente, todos os ensaios foram realizados para  $m_{ar} = 500 \text{ kg/h}$  e  $Var_{cond} = 3 \text{ m/s}$ .

#### 3.1 Inventário de refrigerante

Para a análise dos efeitos da carga de refrigerante no desempenho do sistema, os parâmetros analisados foram a capacidade frigorífica e o coeficiente de eficácia, mostrados na Fig. 2. Nota-se que os referidos parâmetros praticamente não são afetados pela variação na carga de refrigerante para quase toda a faixa analisada. Entretanto, para cargas acima de 1050 gramas, observa-se um comportamento diferenciado, havendo uma elevação de  $Q_r$  e uma queda do COP com a carga. A partir desse ponto, todo acréscimo de refrigerante no sistema produzirá um acúmulo de refrigerante líquido na parte inferior do condensador, provocando um aumento do sub-resfriamento, da pressão de condensação e, por conseguinte, da potência de compressão, o que explica a deterioração do COP. Além disso, maiores sub-resfriamentos implicam em maiores efeitos de refrigeração, o que justifica o aumento em  $Q_r$ .

No que se refere ao inventário ótimo de refrigerante, o fabricante indicava uma carga de 700 gramas. Entretanto, os acréscimos nas linhas de refrigerante necessários na montagem da bancada implicam num acréscimo na quantidade de refrigerante admitido no sistema. Assim sendo, adotou-se a carga de 1000 gramas, que apresentou um sub-resfriamento apropriado ( $10^\circ\text{C}$ ), como sendo adequada para a execução dos ensaios posteriores.

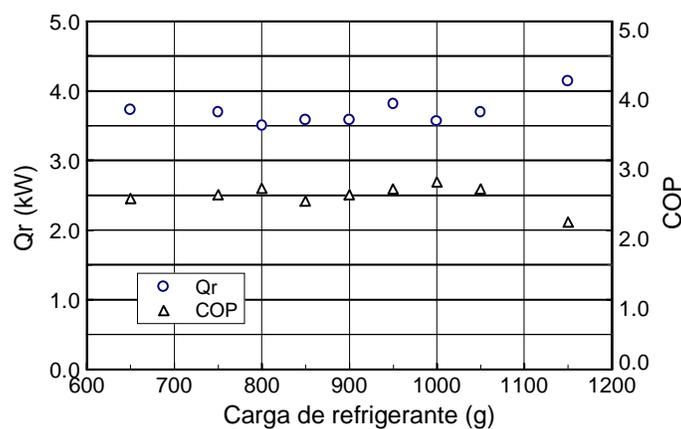


Figura 2 –  $Q_r$  e COP vs Carga de refrigerante.  $n = 3000 \text{ rpm}$ ,  $T_{ar_{evap}} = 25^\circ\text{C}$ ,  $T_{ar_{cond}} = 40^\circ\text{C}$

### 3.2 Rotação do compressor

Para o estudo do comportamento do sistema sob diversas condições de velocidade e marcha do veículo, foram realizados ensaios para toda a faixa de rotação a que o compressor é submetido. Verificou-se, conforme a Fig. 3, que a capacidade frigorífica mantém-se constante para toda a faixa analisada. Isto é possível através da atuação do controle de capacidade do compressor, que ajusta a vazão de refrigerante mantendo constante a pressão de evaporação e, logo, a transferência de calor na serpentina. Entretanto observou-se que o COP de sistema sofreu uma queda com a rotação do compressor, o que indica uma elevação no trabalho de compressão. Este aumento é resultado de maiores temperaturas de descarga, que, por sua vez, resultam do aumento das irreversibilidades inerentes ao processo de compressão com o aumento da rotação.

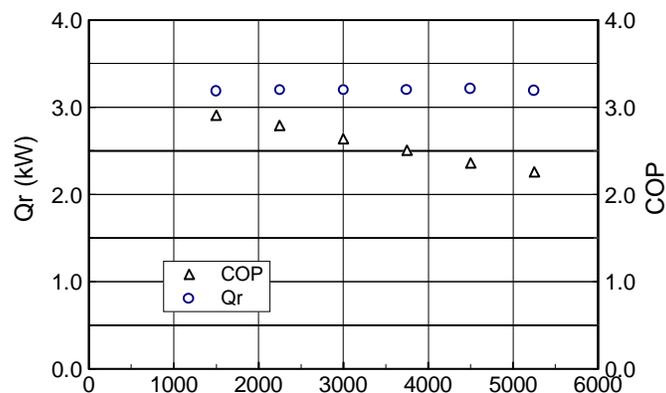


Figura 3 – Qr e COP vs n.  $T_{ar_{evap}} = 20^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ar_{cond}} = 40^{\circ}\text{C}$

### 3.3 Temperatura do ar de retorno

A temperatura do ar de retorno representa o parâmetro que caracteriza a carga térmica aplicada ao sistema de ar condicionado. Em sistemas não dotados de um controle de capacidade, ocorre uma elevação da pressão de evaporação com a carga térmica. Entretanto, o sistema de controle de capacidade do equipamento aqui estudado impõe uma pressão de evaporação aproximadamente constante para qualquer condição de carga térmica, o que é obtido por meio do ajuste da vazão de refrigerante, conforme verificado na Fig. 4. Dessa forma, o sistema apresenta um aumento significativo da capacidade em função da temperatura do ar de retorno (Fig. 5), sem afetar praticamente a pressão de evaporação, o que corresponde a um dos objetivos do controle de capacidade. Verificou-se, também, uma sensível queda no COP, o que pode ser explicado pelo aumento significativo no trabalho de compressão, como resultado da elevação da temperatura de condensação e do superaquecimento na saída do evaporador. Este, por sua vez, é necessário para promover uma maior abertura na válvula de expansão, permitindo o aumento na vazão de refrigerante.

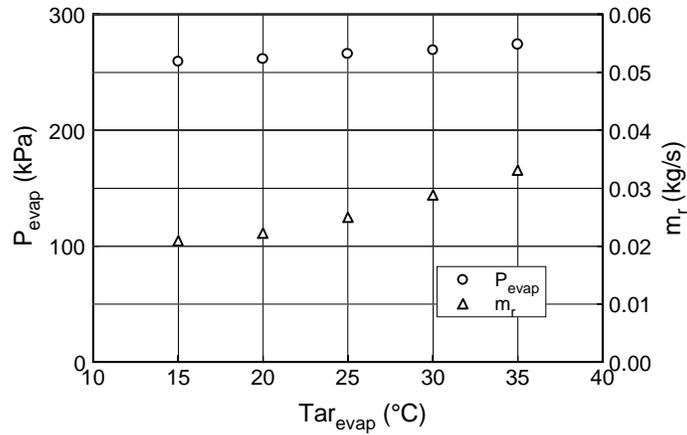


Figura 4 –  $P_{evap}$  vs  $T_{ar\_evap}$ .  $n = 3000$  rpm,  $T_{ar\_cond} = 40^\circ\text{C}$

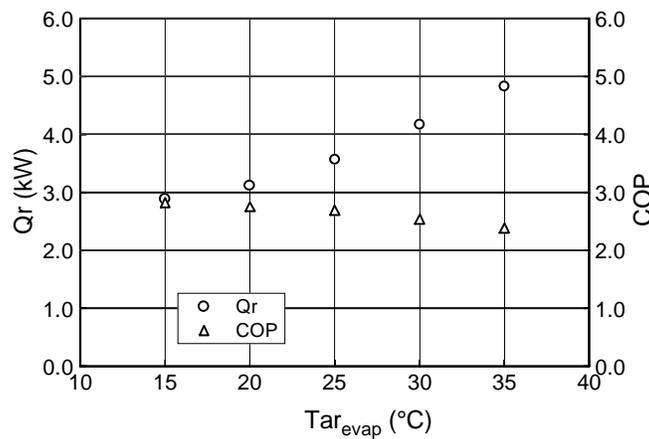


Figura 5 –  $Q_r$  e COP vs  $T_{ar\_evap}$ .  $n = 3000$  rpm,  $T_{ar\_cond} = 40^\circ\text{C}$

### 3.4 Temperatura do ar de condensação

A temperatura do ar na entrada do condensador simula as condições do ambiente externo em que o veículo trafega. A mesma não afeta as condições de carga térmica, entretanto, temperaturas elevadas induzem a altas pressões de condensação. Contudo, como o sistema sempre mantém a pressão de evaporação constante, a capacidade do sistema não se altera com a temperatura do ar de condensação, o que se nota claramente na Fig. 6. Além disso, a elevação da pressão de condensação para pressões de evaporação constantes representam maiores relações de pressão, provocando o aumento na vazão de refrigerante e no trabalho de compressão, o qual se traduz numa deterioração do COP.

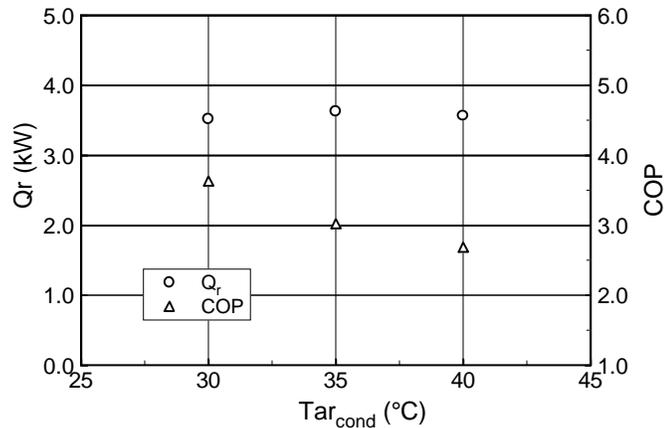


Figura 6 – Q<sub>r</sub> e COP vs Tar<sub>cond</sub>. n = 3000 rpm, T<sub>evap</sub> = 25°C

#### 4. CONCLUSÕES

Os resultados discutidos nas seções precedentes podem ser assim resumidos:

1. A carga de refrigerante exerce pouca influência no comportamento do sistema, exceto para valores muito elevados, em que se nota um decaimento do COP, e para valores muito baixos, quando ocorre a formação de bolhas na saída do condensador. Isto indica que o sistema pode operar adequadamente para uma faixa bastante ampla de inventário de refrigerante.
2. A rotação do compressor, relacionada à velocidade do veículo, não altera a capacidade frigorífica do sistema, o que indica que o sistema de controle de capacidade compensa perfeitamente as variações na rotação do compressor, garantindo níveis de conforto adequados no veículo para quaisquer condições de marcha. Entretanto, ocorre um aumento na potência consumida com o aumento da rotação, que pode ser associado às irreversibilidades no processo de compressão.
3. Verificou-se que aumentos da carga térmica são compensados por incrementos proporcionais da capacidade frigorífica em virtude da ação do sistema de controle de capacidade do compressor. Esse comportamento permite uma operação contínua do compressor evitando os inconvenientes de um controle do tipo “on-off”, característica dos sistemas com compressor de capacidade constante.

Outro aspecto favorável do compressor de capacidade variável é a operação com pressão de evaporação constante, o que possibilita uma serpentina livre do acúmulo de neve, preservando, com isso, sua capacidade.

#### *Agradecimentos*

Os autores agradecem o apoio proporcionado a esta pesquisa por Talleres Electro Auto S/A (Madri, Espanha), Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq e Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo – FAPESP.

## REFERÊNCIAS

- Ianella, M. R., 1998, Análise teórico-experimental de um sistema de ar condicionado automotivo, Dissertação de Mestrado, Universidade de São Paulo, São Carlos-SP.
- Mamani, W. G., 1995, Simulação de sistemas frigoríficos automotivos, Dissertação de Mestrado, Universidade de São Paulo, São Carlos- SP.
- Sanden Corporation, 1993, Compressores de desplazamiento variable, Informação técnica SANDEN, Madrid.
- Skinner, T. J. & Swadner R. L., 1985, V-5 Automotive variable displacement air conditioning compressor, SAE Technical Paper 850040.
- Takai, K., Shimizu, S. & Terauchi, K. 1989, A 7-cylinder IVD compressor for automotive air conditioning, SAE Technical Paper 901737.

### AN EXPERIMENTAL STUDY OF AN AUTOMOTIVE AIR CONDITIONING SYSTEM WITH CAPACITY CONTROL

***Abstract.** This paper reports results from a study performed in an experimental set up made up of actual components of an automotive air conditioning system with capacity control. Components such as variable capacity compressor, parallel flux aluminum micro channels condenser, and aluminum tube and fin cooling coil, among others, have been installed in the experimental circuit. Tests have been conducted to determine system performance under several operating conditions. These tests have provided useful information regarding the effect of some important physical parameters such as the temperature of the air at the condenser and cooling coil, compressor rotational speed and the charge of refrigerant in the circuit.*

***Keywords:** Air conditioning, Automobiles, Variable displacement compressor*