

DESENVOLVIMENTO E AVALIAÇÃO DE UM MOTOCOMPRESSOR

Francisco Canindé Camilo da Costa

Francisco de Assis de Oliveira Fontes

Cleiton Rubens Formiga Barbosa

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 59072-970, Natal, RN, Brasil. E-mail: cleiton@ufrnet.br

1. INTRODUÇÃO

Visando desenvolver pesquisa de viabilidade técnica de um dispositivo gerador de ar comprimido, onde motor e compressor formam um conjunto compacto, transformou-se um motor de combustão interna em um motocompressor (motor + compressor), cuja transformação é reversível do ponto de vista de estrutura física.

O equipamento proposto se aplica nas atividades em que se faz uso de seus produtos (ar comprimido e dióxido de carbono – CO₂), e da solubilidade de seus produtos em água, como bombeamento de poços pelo sistema *air-lift* (Macintyre, 1997) fertirrigação (adição de CO₂ à água) visando melhoria da fertilidade de solos (Haman, 1990); aquacultura (injeção de CO₂ à água de criatórios de peixes) (Novaes, 1998) ,incrementando as indústrias de piscicultura e lazer (“pesque e pague”) ; aeração de lagoas de tratamento de efluentes (Dacach, 1990); jateamento ; pintura; sopragem e acionamento de ferramentas pneumáticas.

2. MATERIAIS E METODOS

2.1 Descrição do motocompressor

O protótipo de motocompressor aproveita a estrutura física de um motor de combustão interna modelo Volkswagen do ciclo Otto, a gasolina, de 04 tempos e 1600 cm³ de cilindrada. É carburado, refrigerado a ar e de 04 cilindros opostos horizontalmente. Tal opção de modelo se deve à simetria de disposição dos cilindros, exigindo poucas adaptações.

O mesmo opera como motocompressor conforme FIGURA 1. Os cilindros 2 e 4 funcionam originariamente pelo ciclo motor termodinâmico, fornecendo energia mecânica para os cilindros 1 e 3 funcionarem pelo ciclo compressor de ar termodinâmico.

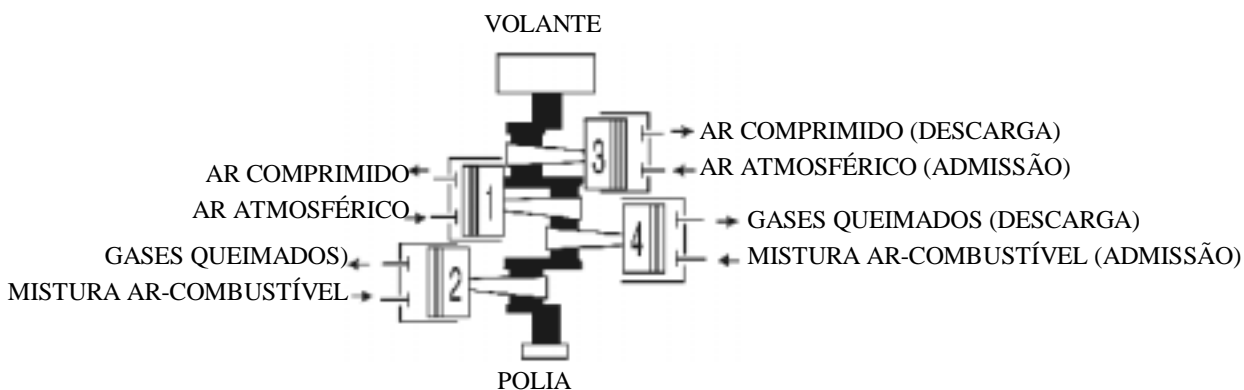


FIGURA 1. Indicação da disposição dos cilindros do motocompressor.

Segundo (Volkswagen, 1986) são os seguintes os dados técnicos do motor original:

- motor modelo VW BG
- cilindrada total(cm^3): 1584
- diâmetro do cilindro/curso do pistão (mm): 85,5/69
- volume total da câmara de combustão(cm^3): 60,0
- razão de compressão: 7,2/1
- compressão dos cilindros (kPa): 750 a 950
- potência máxima
 - SAE J 1349 kW (cv)/rpm: 48 (65)/4600
 - NBR 5484 kW (cv)/rpm: 39 (53)/4200
- momento de força máximo
 - SAE J 1349 Nm (mkgf)/rpm : 117(11,7)/3200
 - NBR 5484 Nm (mkgf)/rpm : 107(10,7)/3000

2.2. Adaptações necessárias

Adaptações foram necessárias nos coletores de admissão de mistura combustível e no eixo de comando de válvulas, permitindo-se a reversibilidade das mesmas com a simples substituição dos referidos elementos por seus respectivos originais.

Coletores de admissão

Os coletores de admissão servem para conduzir a mistura ar + combustível para os interiores dos respectivos cilindros aos quais são interligados. Apresentam-se como um conduto bifurcado, dispostos sobre os cabeçotes, onde cada ramo da bifurcação conecta-se com a abertura da válvula de admissão.

Os cilindros compressores aspiram somente ar atmosférico; logo, a bifurcação nestes coletores necessitou de mudança para permitir alimentação de mistura combustível aos cilindros motores e de ar atmosférico aos cilindros compressores.

Procedimento de adaptação dos coletores

O ramo da bifurcação que alimenta o cilindro compressor com mistura combustível foi vedado e, para prover o cilindro somente com ar atmosférico, fez-se um “by - pass” para o filtro de ar.

Eixo de comando de válvulas

O eixo de comando de válvulas é um eixo dotado de cames (excêntricos) responsáveis pelo acionamento das válvulas de admissão e exaustão. O mesmo é construído originariamente para permitir que as referidas válvulas estejam simultaneamente abertas durante uma fração de giro da árvore de manivelas. Esta simultaneidade de abertura, denominada cruzamento de válvulas ou ângulo de permanência, é necessária nos ciclos motores para otimização do rendimento volumétrico, conforme explicitam (Heywood, 1988), bem como (Kolchin & Demidov, 1984) e (Barbosa, 1999)

Entretanto, este cruzamento de válvulas se mostra prejudicial ao rendimento volumétrico nos cilindros compressores, provocando retrocesso de ar pela admissão. Assim, os cames acionadores das válvulas destes cilindros tiveram seus perfis modificados visando eliminar este cruzamento.

Uma segunda razão para modificar esses perfis foi a necessidade de acionamento das válvulas a cada volta da árvore de manivelas no ciclo compressor, diversamente do ciclo motor, no qual as válvulas são acionadas a cada duas voltas da árvore de manivelas. Caso esta solução não fosse aplicada, haveria dispêndio desnecessário de energia, pois a válvula de descarga somente liberaria o ar comprimido no cilindro após duas compressões da mesma massa de ar.

A disposição simétrica dos cilindros permitiu um mínimo de alterações no eixo de comando de válvulas, comparado com um motor de cilindros “em linha”.

Procedimento de adaptação

Os cames originais dos cilindros compressores foram desbastados com esmerilhadeira e substituídos por próteses confeccionadas em aço 1045, com auxílio de pantógrafo, torno mecânico, fresadora, esmerilhadeira e soldagem, chegando-se a um perfil aproximado do original, sem o ângulo de permanência (este ângulo passou de 45° para 0°). O eixo foi retificado para eliminar distorções provocadas pelo calor oriundo da soldagem.

2.3 Descrição das instalações de ensaio

De acordo com a figura 2, a bancada de ensaio consistiu do protótipo de motocompressor e de reservatório para ar comprimido, conectados por tubo flexível, além de reservatório de combustível dotado de bureta graduada para medição de consumo de gasolina, mais um tacômetro digital para medir a rotação do motor e um termômetro digital para monitoração das temperaturas do cárter e do ar de descarga.

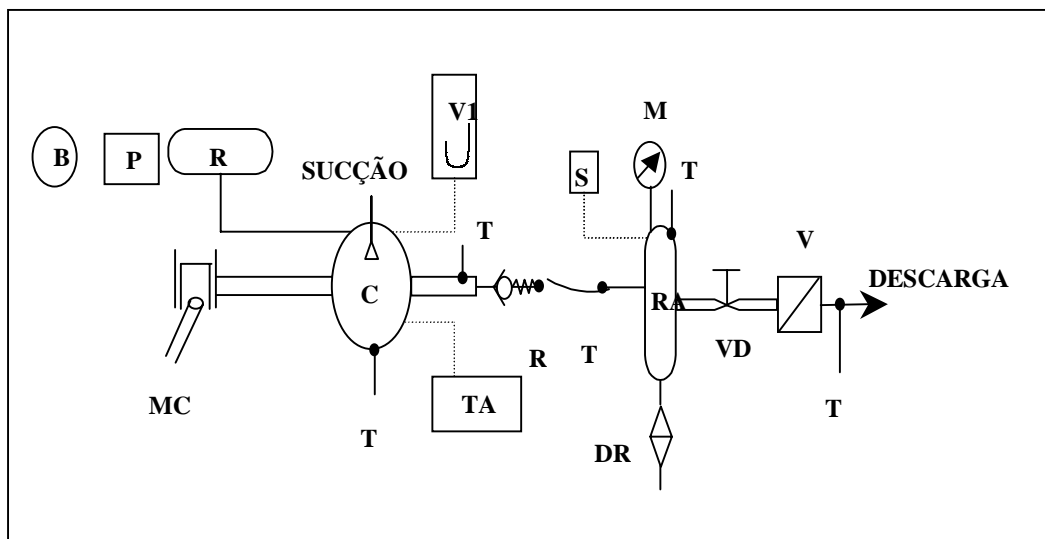


Figura 2. Instalações de ensaio.

B – Barômetro	TF – Tubo Flexível
RC - Reservatório de Combustível	M – Manômetro
MCI – Motor de Combustão Interna	T3 – Termômetro de Bulbo
CO – Compressor	RA – Reservatório de Ar Comprimido
T1 – Termopar do Carter	DR – Dreno
V1 – Vacuômetro	VD – Válvula de Descarga
T2 – Termopar do Ar de Descarga	V2 – Medidor de Vazão de Ar

TA – Tacômetro
R – Válvula de Retenção
S – Válvula de Segurança

T4 – Termômetro de bulbo da Descarga do reservatório

2.4 Metodologia experimental

Foram realizados ensaios de rotação constante, segundo (Associação Brasileira de Normas Técnicas – NBR 3343, 1990) e (ABNT– NBR 10687, 1989) na faixa de 1000 a 2500 rpm, variando-se a pressão de descarga de 1×10^5 Pa a 6×10^5 Pa e coletados os dados.

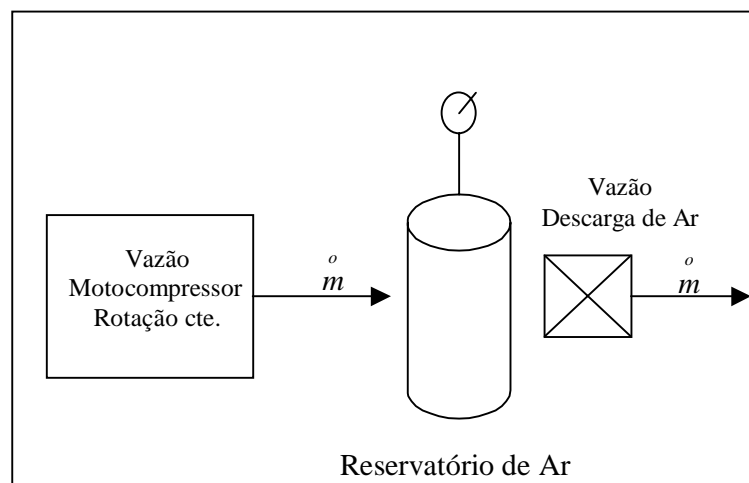


Figura 3. Diagrama ilustrativo do método de determinação de vazão de ar

A figura 3 ilustra a metodologia da determinação da vazão de ar.

O motocompressor, à rotação constante, é conectado ao reservatório de ar comprimido e lhe envia uma vazão mássica (\dot{m}) de ar. Se a válvula de descarga do reservatório está aberta de tal forma que a pressão no interior do mesmo permanece inalterada, isto implica que a massa de ar que flui do reservatório é a mesma enviada pelo motocompressor.

Com base nos dados coletados são determinados os parâmetros que caracterizam um compressor de ar: vazão volumétrica, pressão de serviço e consumo específico de energia, conforme (Atlas Copco, 1976), (Cherkassky, 1980), (Hansen, 1970), (Santos, 1985), e (Schraeder Bellows, 1985).

Procedimentos:

- 1) Fixar a rotação do equipamento na faixa de 1000 a 2500 rpm, com intervalos de 500 rpm (1000, 1500, 2000, 2500). Mantido constante cada valor de rotação, fixar a pressão do interior do reservatório na faixa de 1×10^5 Pa a 6×10^5 Pa, com intervalos de 1×10^5 Pa (1, 2, 3, 4, 5, 6). Cada combinação de rotação e pressão corresponde a um ponto do ensaio, conforme FIGURAS 4 a 6. Em cada ponto do ensaio, observado o equilíbrio do processo, coletar os dados.

- 2) Descarregar e drenar o reservatório entre pontos dos ensaios para extrair o condensado.
- 3) Cada ponto dos ensaios é fixado pelo controle manual do manete de aceleração (borboleta) e abertura da válvula de descarga do reservatório.
- 4) Modificar a rotação para a seguinte (ver passo 1) quando a mesma oscilar mais de 2% (dois por cento) de seu valor, conforme (ABNT – NBR 3343, 1990) e (ABNT – NBR 10687, 1989).

Os procedimentos acima foram executados com produção de ar comprimido oriunda de apenas um cilindro compressor e, em seguida, com dois cilindros compressores, para fins de comparação de desempenho do equipamento a meia capacidade e máxima capacidade. Os resultados foram os esperados.

Quando produzindo ar comprimido por apenas um cilindro, o segundo cilindro também aspirava ar; porém, descarregando-o na atmosfera.

3. RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados mais expressivos com o protótipo de motocompressor constam nos gráficos das figuras 4 a 6, que mostram as curvas de pressão de descarga, vazão de ar e consumo específico de potência, em função da rotação do equipamento.

Observa-se, na figura 4, acréscimo da vazão com a rotação e decréscimo da mesma com a pressão, conforme se esperava. Na figura 5 verifica-se crescimento no consumo específico de combustível com a pressão de descarga. Na figura 6 observa-se eficiência volumétrica tanto maior quanto menores rotações e pressões.

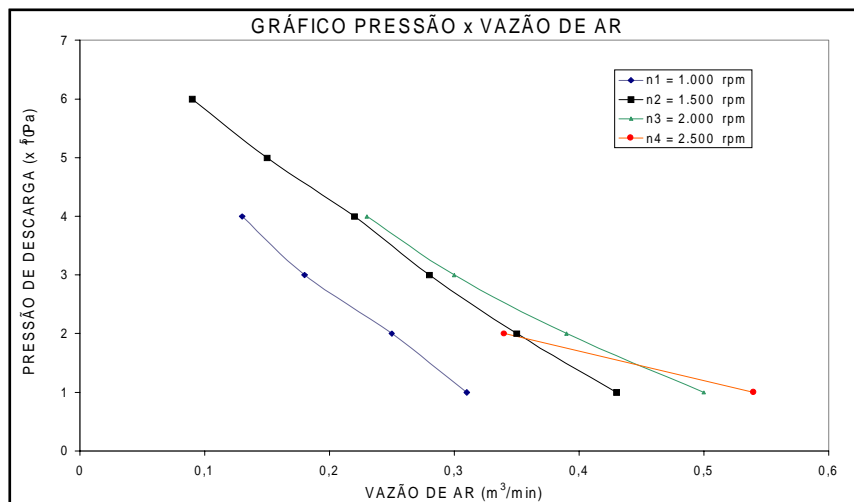


Figura 4. Curvas de pressão de descarga versus vazão de ar do motocompressor

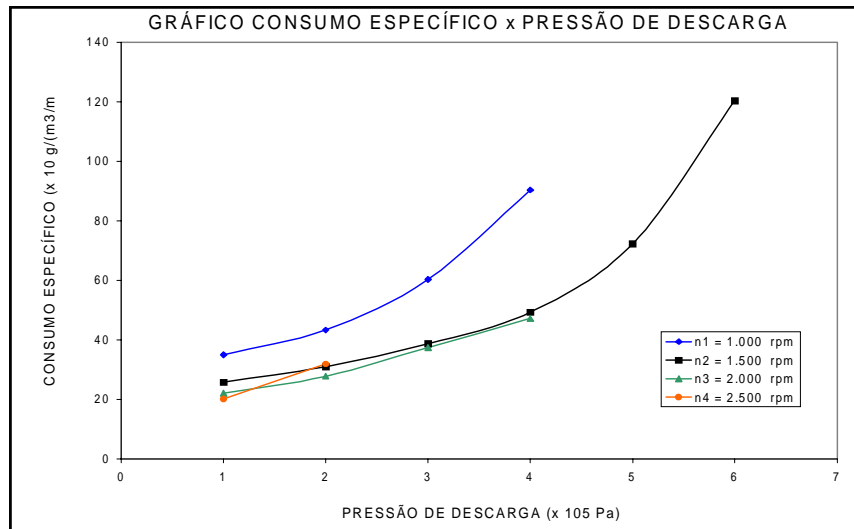


Figura 5. Curvas de consumo específico versus pressão de descarga do motocompressor

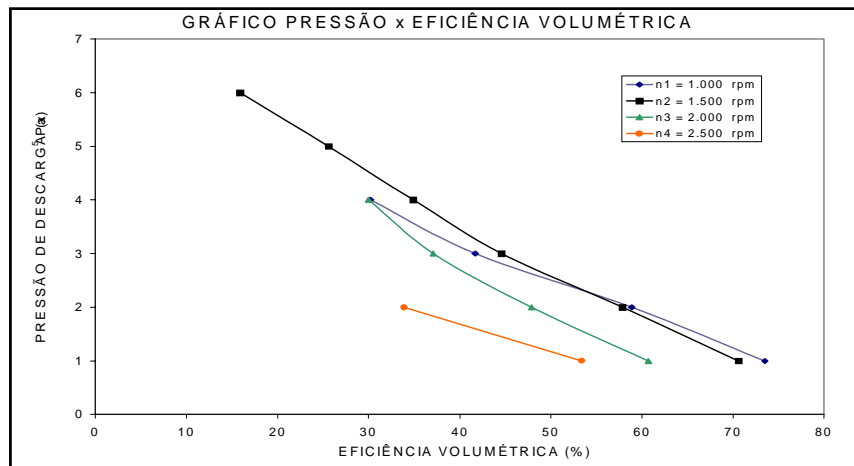


Figura 6. Curvas de pressão de descarga versus eficiência volumétrica do motocompressor

4. CONCLUSÕES

Com base nos resultados dos ensaios, estabeleceram-se as seguintes conclusões:

- 1) O protótipo pode ser usado em locais remotos isentos de energia elétrica e apresenta a vantagem de ser compacto, ter facilidade de transporte, operação e manutenção. Apresenta também variação de rotação, característica indisponível nos compressores acionados por motores elétricos (exceto os dotados de variador de frequência, mais caros), podendo operar na faixa de 1000 a 2500 rpm, o que lhe confere praticidade, uma vez que as necessidades de vazão serão atendidas pela variação de rotação.
- 2) A pressão de trabalho permitida pelo protótipo (máxima de 6×10^5 Pa) é próxima da média industrial (em torno de 7×10^5 Pa), demonstrando aplicabilidade do equipamento em atividades industriais; embora não deva ultrapassar 3×10^5 Pa. Acima deste valor a eficiência volumétrica e o consumo específico são desfavoráveis. Entretanto, até 3×10^5 Pa os resultados são satisfatórios.

- 3) O protótipo oferece vazão de 0,1 a 1,0 m³/min, abrangendo faixa de vazão comercialmente peculiar.
- 4) A eficiência volumétrica máxima do protótipo (73%) é compatível com similares convencionais, cuja faixa é de 60% a 85% (Cherkassky,1986). Entretanto, sua curva de eficiência decai significativamente com a pressão de descarga, quando comparada com estes, o que sugere seu uso apenas em baixas rotações (até 1500 rpm) e baixas pressões (até 3 x 10⁵ Pa).
- 5) O menor consumo específico de energia é da ordem de 1,1 kW/m³/min e, em média, abaixo de 5,2 kW/m³/min. Entretanto, em situações de alta rotação e/ou alta pressão de descarga, o consumo cresce desproporcionalmente, atingindo valores inaceitáveis, acima de 25 kW/m³/min (similares convencionais têm consumo máximo de 7,4 kW/m³/min, segundo (Schrader Bellows, 1985)). Portanto, deve-se operar o equipamento nas mais baixas rotações e pressões de descarga.

Objetivando melhorar o desempenho do equipamento foram introduzidas peças nas câmaras dos cilindros compressores visando redução de volume morto, o que implicaria em maiores pressões de descarga e eficiência volumétrica e, conseqüentemente, menores consumos específicos de energia. Entretanto, o benefício obtido se apresentou insignificante, pois as referidas peças não ocuparam volume suficiente, limitadas pelas válvulas.

Também se tentaram melhorias encontrando o ponto ótimo de funcionamento do motor, alterado em sua ordem de queima (ao invés de 4 cilindros explodindo, apenas 2) e através de melhor ventilação do conjunto motocompressor.

Melhor desempenho não foi alcançado por se tratar de um motor carburado, com ignição eletromecânica (platinado e condensador) e refrigerado a ar. Além de possuir grande volume de espaço morto nos cilindros, é dotado de válvulas de admissão e escapamento que somente se encontram em compressores antigos.

5. SUGESTÕES

Sugere-se para melhor desempenho do equipamento o seguinte:

- 1) Testar o equipamento com motor a álcool, de menor câmara de compressão (de fábrica).
- 2) Refrigerar o ar de descarga, melhorando a eficiência volumétrica.
- 3) Estudar o desempenho de motor similar, refrigerado à água, com ignição e injeção eletrônica de combustível, que apresenta eficiência superior ao que foi testado.
- 4) Fazer estudo mais criterioso da configuração dos came do eixo de comando de válvulas, assim como otimizar suas manufaturas, uma vez que na ausência de máquina específica para sua confecção, os mesmos foram realizados de forma inapropriada.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1990, "NBR 3343 – Compressores de deslocamento: método de ensaio", Rio de Janeiro, Brasil.

Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1989, "NBR 10687 – Compressor de ar do tipo alternativo para uso naval, ensaio de desempenho", Fórum Nacional de Normalização, Rio de Janeiro, Brasil.

- Atlas Copco, 1976, "Manual do ar comprimido", McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, Brasil.
- Barbosa, C. R. F., 1999, "Otimização da curva de avanço de centelha de um motor Otto Bicomustível alimentado com gás natural comprimido", Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, RN, Brasil.
- Cherkassky, V. M., 1980, "Pumps, fans and compressors", Mir Publishers, Moscow, Russia.
- Dacach, N. G., 1990, "Saneamento Básico", Editora Didática e Científica, Rio de Janeiro, Brasil.
- Haman, D.Z., 1990, "Chemical injection methods of irrigation", Florida Cooperative Extension Service, Circular 864, 1990.
- Hansen, A. T., 1970, "Motores y maquinas", Ediciones Urmo, Bilbao, Espanha.
- Heywood, J. B., 1988, "Internal combustion engine fundamentals", McGraw-Hill International, New York, USA, cap. 6: p. 205 - 277.
- Kolchin, M. ; Demidov, V., 1984, "Design of automotive engines", Mir Publishers, Moscow, Russia.
- Macintyre, A. J., 1997, "Bombas e instalações de bombeamento", Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, Brasil.
- Novaes, R., (03 de outubro de 1998), "Um Sistema Injetor de CO₂ para você fazer em casa". <http://www.aqua.brz.net/aep/doce30.htm>.
- Santos, V. A., 1985, "Noções Fundamentais de Bombas e Compressores", Fasa Editora, Recife, Brasil.
- Schrader Bellows, 1985, "Princípios básicos, produção, distribuição e condicionamento de ar comprimido", Brasil.
- Volkswagen, do Brasil, 1986, "Catálogo de assistência técnica com exatidão – linha ar", São Paulo, Brasil.