

Estudo experimental das características do turbocompressor: teste a frio e a quente

Oscar Ricardo Sandoval Rodriguez¹, osc.sandoval@hotmail.com

Giovanni F. del Giudice

Denilson P. Ferreira Júnior²

Isadora Lara²

Ramón Molina³, ramon@demec.ufmg.br

¹Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Av. Pres. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha, Belo Horizonte - MG

²Colegiado de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Av. Pres. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha, Belo Horizonte - MG

³Centro de Tecnologia da Mobilidade - CTM, Universidade Federal de Minas Gerais, Av. Pres. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha, Belo Horizonte - MG

Resumo: O turbocompressor vem sendo utilizado cada vez mais em motores de combustão interna (MCI) em todo o mundo, não somente pela melhora na eficiência volumétrica, mas também pela necessidade do cumprimento de rigorosas leis de emissões de gases poluentes. Para realizar o matching do turbocompressor e MCI é necessário que exista uma compatibilidade entre as características dos dois componentes, por isso, existe a necessidade de se realizar o estudo das características principais do turbocompressor. Este trabalho apresenta um banco de fluxo a quente para a realização de testes em turbocompressores capaz de reproduzir as características termodinâmicas adequadas que simulam os gases de combustão do MCI. Utilizando a infraestrutura de testes é desenvolvido um estudo experimental para a comparação das características do turbocompressor quando testado em condições de gases frios e quentes, medindo parâmetros como temperatura, vazão, pressão e variando a rotação do eixo dos rotores do componente e a razão de compressão do compressor. Através dos dados coletados, foi possível gerar os mapas de desempenho e calcular as forças resultantes em cada ponto de operação para as duas condições analisadas.

Palavras-chave: turbocompressor, matching, MCI, termodinâmica.

1. INTRODUÇÃO

A eficiência energética tem sido uma das principais preocupações do setor automotivo, já que, além da necessidade de veículos menos contaminantes, existe o dever das montadoras em atender os requerimentos do consumidor, que deseja um veículo mais econômico, mas não menos potente. Assim, as inovações que se pretendem implementar precisam garantir que a redução do consumo não seja em detrimento do desempenho (Knopf, 2011). Portanto, os motores de combustão interna (MCI) possuem duas exigências fundamentais: cumprir os critérios de níveis máximos de emissões estabelecidos pelas novas legislações (Jang *et al.*, 2014) e a redução no consumo de combustível. Uma forma de reduzir o consumo e as emissões de dióxido de carbono (CO_2) é o chamado *downsizing*, cujo conceito é reduzir o tamanho do motor, diminuindo seu volume de deslocamento e, apesar da redução, manter o desempenho do motor ao injetar uma maior massa de ar na câmara de combustão e queimar uma quantidade adicional de combustível. Para implementar esta estratégia, é indispensável a instalação de sistemas de sobrealimentação, onde o turbocompressor é uma das máquinas mais utilizadas (Knopf, 2011).

O desempenho global do MCI turboalimentado está altamente ligado à compatibilidade entre o turbocompressor e o motor. Os mapas de eficiência do turbocompressor permitem determinar precisamente se um modelo específico atende às demandas de pressão e vazão de ar para um determinado motor, em um regime específico de operação. Esses mapas são obtidos através de ensaios experimentais em bancos de fluxo, onde, na maioria dos casos, o turbocompressor está desacoplado do motor.

Embora as variáveis necessárias para determinar a compatibilidade dos sistemas estejam registradas nos mapas de eficiência do turbocompressor, a maioria dos fabricantes não disponibilizam os mapas para todo regime de trabalho, mas apenas para o ponto de maior eficiência. Caso o turbocompressor seja utilizado em outras configurações, torna-se necessário o levantamento dos mapas para outras faixas de operação. Para solucionar esse impasse, vários grupos de pesquisa desenvolveram seus próprios bancos de fluxo para teste em turbocompressores, além de desenvolver estratégias

diferentes para teste, onde alguns são testados com gases ou ar quente na entrada da turbina ou com ar a temperatura ambiente (Nguyen-Schäfer, 2016; Venson, 2007).

Durante os testes realizados, as diferenças de pressão existentes entre a turbina e o compressor, geram uma força resultante no componente. Essa força pode causar danos irreversíveis, caso esteja acima da capacidade de carga suportada pelos mancais. As diferenças de pressões variam de acordo com as condições de teste, portanto, é interessante impor as condições de teste que irão submeter o turbocompressor às menores forças resultantes e consequentemente causar menor desgaste dos componentes (Zhang *et al.*, 2010). Dessa maneira, este trabalho tem como objetivo apresentar o levantamento das características do compressor de um turbocompressor, assim como uma metodologia para comparar as forças resultantes presentes quando operado a frio e a quente, bem como comparar os resultados desses dois testes.

2. MODELAGEM TEÓRICA DE TURBOCOMPRESSORES

Segundo Nguyen-Schäfer (2016) a eficiência do compressor (η_c) é dada pela Eq. (1), a qual é função das temperaturas e pressões de estagnação nos pontos de entrada e saída do compressor, denotados com o subscrito 1 e 2, respectivamente. A Temperatura de saída isentrópica, denotada por $T_{c2is,t}$, é determinada a partir da Eq. (2).

$$\eta = \frac{T_{c2is,t} - T_{c1,s}}{T_{c2,t} - T_{1,t}} \quad (1)$$

$$T_{c2is,t} = T_{c1,t} \left(\frac{P_{c2,t}}{P_{c1,t}} \right) \quad (2)$$

Outro parâmetro utilizado para o levantamento dos mapas do compressor é a razão total de compressão (π_c), calculada como a razão de pressões de estagnação do compressor, Eq. (3) (Nguyen-Schäfer (2016).

$$\pi = \frac{P_{c2,t}}{P_{c1,t}} \quad (3)$$

Segundo os padrões internacionais para o levantamento das grandezas do turbocompressor, SAEJ1723 e SAEJ1826, os mapas característicos devem de estar em função da vazão mássica corrigida do compressor ($\dot{m}_c$) e a rotação corrigida do turbocompressor (N_c), com base na correção feita a partir da temperatura de atmosfera padrão (T_{ref}) e a pressão atmosférica padrão (P_{ref}), como apresentadas nas Eq. 4 a 5.

$$\dot{m}_{c,c} = \dot{m}_c \sqrt{\frac{T_{1,t}}{T_{ref}}} \left(\frac{P_{ref}}{P_{1,t}} \right) \quad (4)$$

$$N_c = N \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{1,t}}} \quad (5)$$

3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O banco de fluxo quente para teste de turbocompressores utilizado é apresentado na Fig. 1. A infraestrutura completa é composta pelos seguintes dispositivos:

- Dois compressores volumétricos tipo parafuso com capacidade de vazão mássica igual a $0,6 \text{ kg.s}^{-1}$, pressão de descarga de 400 kPa (manométricos), ligados em série com um reservatório com capacidade de 5 m^3 . O ar comprimido é conduzido para a turbina e a vazão mássica é controlada em função da abertura de uma válvula de descarga pneumática (colocada a jusante do reservatório). O controle da vazão mássica que atravessa a turbina permite o controle da rotação do turbocompressor;
- A vazão mássica de ar pressurizado que atravessa a turbina é medido em dois pontos diferentes da linha de expansão. A primeira medição é feita usando a própria válvula de controle pneumática, através do coeficiente de descarga da válvula e do diferencial de pressão nesse dispositivo (de acordo com o padrão ISA-75.01.01); e a segunda medição é feita após a turbina, usando uma placa de orifício (de acordo com o padrão ISO 5167). Todos os medidores de vazão na instalação são previamente calibrados;
- A velocidade do turbocompressor é medida usando um sensor emissor/receptor de feixe laser, o qual lê a frequência dos pulsos recebidos e proporciona um sinal analógico proporcional à rotação do turbocompressor;
- Um sistema de lubrificação independente é instalado com itens que permitem a variação da temperatura e pressão do óleo de entrada ao turbocompressor. A pressão é controlada por mudanças na velocidade do motor elétrico, enquanto a temperatura é controlada por um aquecedor termostático elétrico e um ventilador DC com estratégia PWM. A vazão mássica de óleo é medida usando as curvas proporcionadas pelo fabricante. As temperaturas de entrada e saída do turbocompressor são medidas usando termopares tipo K e a pressão é medida com um transmissor piezo resistivo. Todos os sensores da instalação são previamente calibrados.

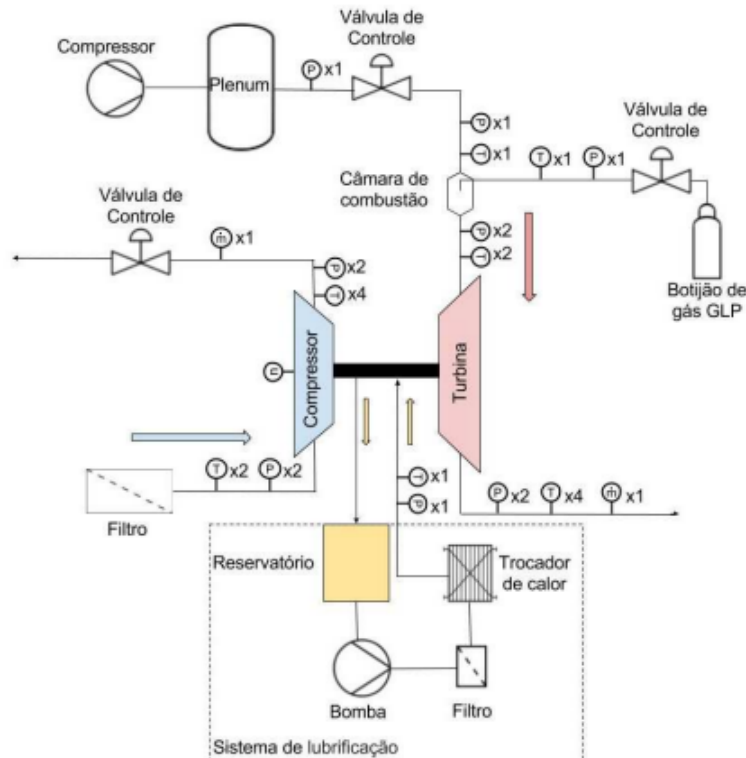


Figura 1: Aparato experimental

- A medição de pressão é realizada através de sensores eletrônicos e piezo resistivos. Eles possuem uma rápida resposta à variação de pressão, permitem a coleta do sinal de saída por meio de placas de aquisição de dados e são capazes de medir variações instantâneas de pressão, assim como pressões médias. A medição de temperatura é realizada por termopares do tipo K. Para realizar a medição de vazão, são utilizados diferentes métodos. Na saída do compressor utiliza-se transmissor de vazão tipo turbina, na saída da turbina, a pressão é medida através de uma placa orifício. Para controlar a rotação do turbocompressor e da temperatura dos gases de combustão, é desenvolvido um controlador para cada variável.

3.1 Obtenção dos mapas

Todos os testes experimentais e aquisição de dados são realizados obedecendo às normas J1826 e J1723. Assim, são realizados dois tipos de ensaios: um a frio e um a quente. O teste a frio é conduzido com ar a temperatura ambiente entrando na turbina. O teste a quente é realizado com a presença de combustão de ar e gás GLP na câmara de combustão, onde os gases de exaustão são fixados em 400 °C.

As variáveis manipuladas para a obtenção dos pontos para a geração dos mapas são a rotação do turbocompressor e o fechamento da válvula da linha de compressão (alterando, dessa forma, a razão de compressão). Os pontos em que os dados coletados são foram os mesmos para o compressor e para a turbina, e estão descritos na Tab. 1.

Tabela 1: Pontos em que os dados coletados para o levantamento de mapas no turbocompressor.

Pontos de rotação	Fechamento da válvula após o compressor						
	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6	Ponto 7
P1	0%	15%	30%	40%	50%	65%	Surge
P2	0%	15%	30%	40%	50%	65%	Surge
P3	0%	15%	30%	40%	50%	65%	Surge
P4	0%	15%	30%	40%	50%	65%	Surge

O último ponto a se obter para cada rotação é o fechamento da válvula logo antes de o compressor experimentar o *surge*, que é a maior razão de compressão possível sem ter descolamento da camada limite do rotor compressor (chamado neste trabalho de ponto 7). Depois de concluídas as medições na primeira rotação, segue-se para a próxima, iniciando novamente na menor razão de compressão possível e repetindo a metodologia anteriormente descrita até atingir o ponto 7.

3.2 Forças atuantes

A vazão de ar do compressor e a dos gases de exaustão ou do ar pressurizado na turbina geram diferentes pressões nos componentes, assim a distribuição dessa pressão ao longo de todas as superfícies do rotor do compressor e do rotor da turbina gera forças resultantes, as quais são representadas na Fig. 2. A soma dessas forças gera uma carga axial no turbocompressor (F_{TC}). Caso essa força axial exceda a capacidade de carga do mancal axial, poderá ocorrer uma falha catastrófica do turbocompressor (Zhang *et al.*, 2010). A Figura 2 representa todas as forças em que a turbina e o compressor são submetidos quando em funcionamento. Para critério de cálculo, a força axial no sentido do compressor para a turbina, seta vermelha na Fig. 2, é definida como positiva (Zhang *et al.*, 2010).

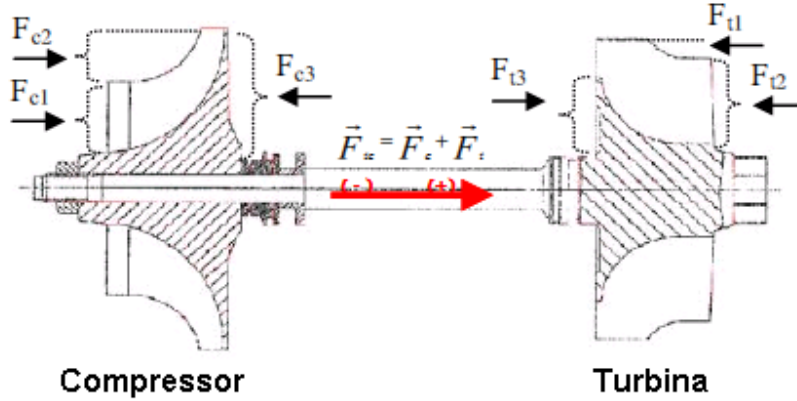


Figura 2: Forças axiais em um turbocompressor segundo Zhang *et al.* (2010)

A força axial no compressor (F_c) é resultante de 3 componentes: a força axial na entrada do bocal (F_{c1}), a força axial ao longo da voluta (F_{c2}) e a força axial na face oposta do rotor (F_{c3}). Zhang *et al.* (2010) calcula essas forças a partir das Eq. (6) a (9):

$$F_c = F_{c1} + F_{c2} - F_{c3} \quad (6)$$

$$F_{c1} = \pi r_{ce}^2 P_{ce} + \dot{m}_c C_{c1} \quad (7)$$

$$F_{c2} = \int_{r_{ce}}^{r_{cs}} P_{cv}(r) 2\pi r dr \quad (8)$$

$$F_{c3} = \int_{r_{ca}}^{r_{cs}} P_{cf}(r) 2\pi r dr \quad (9)$$

Onde P_{ce} , P_{cs} , P_{cv} , P_{cf} são as pressões estáticas na entrada do compressor, na saída do compressor, a distribuída ao longo da voluta e a distribuída na face oposta do rotor, respectivamente. Na Figura 3 estão representados os comprimentos r_{ce} , r_{cs} e r_{ca} , que são os raios de entrada do compressor, saída do compressor e do anel de vedação na face oposta do compressor, respectivamente. $\dot{m}_c$ é a vazão mássica do compressor e C_{c1} é a velocidade tangencial no rotor, assim como ω_c é a rotação do turbocompressor.

A pressão estática distribuída ao longo da voluta (P_{cv}) e da face oposta do compressor (P_{cf}) são calculadas a partir das Eq. 10 e 11, respectivamente.

$$P_{cv}(r) = P_{cs} \left(\frac{r}{r_{cs}} \right)^2 \quad (10)$$

$$P_{cf}(r_{ca}) = \left[P_{cs} - \frac{\rho_{cs}^2 \omega_c^2}{8} (r_{cs}^2 - r_{ca}^2) \right] \quad (11)$$

Sendo, assim, F_{c2} e F_{c3} são calculadas pelas Eq. 12 e 13.

$$F_{c2} = \frac{\pi P_{cs}}{2r_{cs}^2} (r_{cs}^4 - r_{ce}^4) \quad (12)$$

$$F_{c3} = \left[P_{cs} - \left(\frac{\rho_{cs}^2 \omega_c^2}{8} \right) (r_{cs}^2 - r_{ca}^2) \right] (r_{cs}^2 - r_{ca}^2) \pi \quad (13)$$

Similar ao cálculo da força axial no compressor, as Eq. (14) a (17) descrevem as componentes da força axial na turbina, representada na Fig. 4 (Zhang *et al.*, 2010).

$$F_T = F_{T1} + F_{T2} - F_{T3} \quad (14)$$

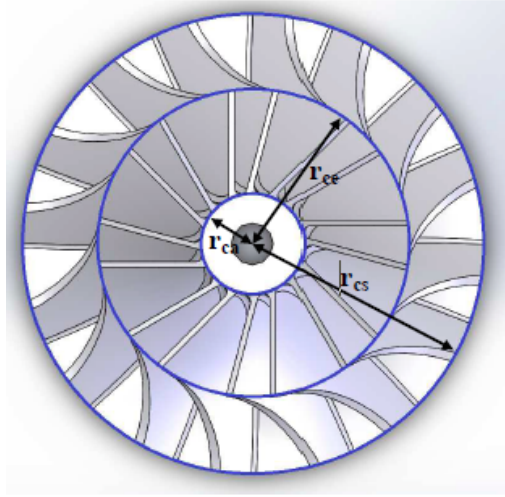


Figura 3: Geometria do rotor do compressor.

$$F_{T1} = \int_{r_{Tc}}^{r_{Tc1}} P_{Tvolta}(r) 2\pi r dr \quad (15)$$

$$F_{T2} = \pi r_{Ts}^2 P_{T6} + \dot{m}_T C_{Tsaída} \quad (16)$$

$$F_{T3} = \int_{r_{Ta}}^{r_{Tc1}} P_{Tfaceoposta}(r) 2\pi r dr \quad (17)$$

Sendo r_{Te} , r_{Te1} , r_{Ts} e r_{Ta} os raios de entrada da turbina, até a superfície do rotor na face oposta, saída da turbina e do anel de vedação na face oposta da turbina, ilustrados na Fig. 4, sendo a primeira imagem a face frontal e a segunda a face oposta.

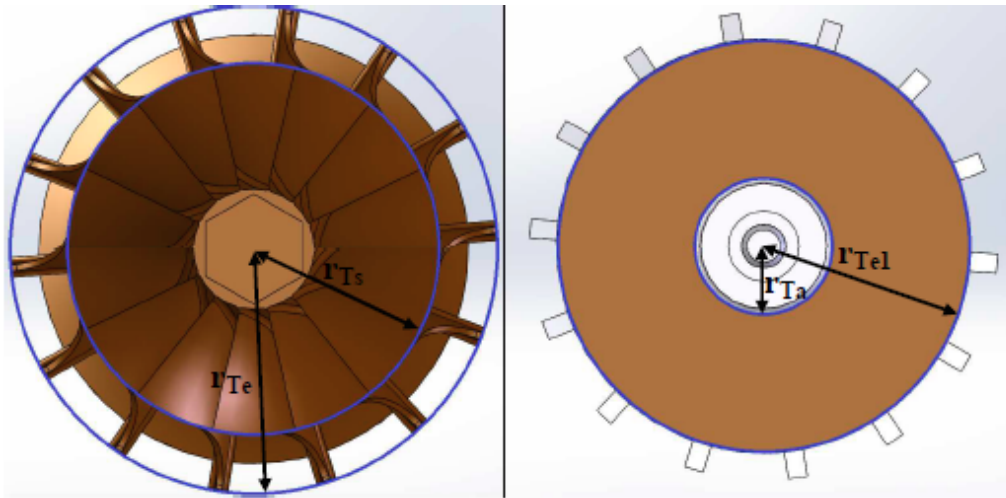


Figura 4: Geometria do rotor da turbina.

4. RESULTADO E DISCUSSÃO

4.1 Ensaios a frio

Após a aquisição dos dados, seguindo a metodologia descrita, foram gerados os mapas do compressor. Uma vez que o turbocompressor estudado foi projetado para trabalhar em altas rotações, superiores a 120 krpm, os mapas gerados analisam somente a faixa de operação do conjunto em baixas rotações. Os mapas de desempenho e eficiência do compressor estão representados pela Fig. 5.

A maior eficiência foi de 69% e ocorreu a 70 krpm com uma vazão mássica de $0,13 \text{ kg.s}^{-1}$. O componente apresentou uma alta eficiência em uma rotação baixa, fato que pode ser explicado devido ao sistema não ser adiabático. Nos ensaios, o sistema não foi isolado termicamente, havendo troca de calor com o meio ambiente. Porém, as equações utilizadas consideram o sistema como adiabático. Dessa maneira, houve uma imprecisão na geração dos mapas. Essa imprecisão afetou principalmente os mapas da turbina, uma vez que, nos testes a frio, o gás de saída da turbina (T_4) possui uma temperatura menor que a ambiente.

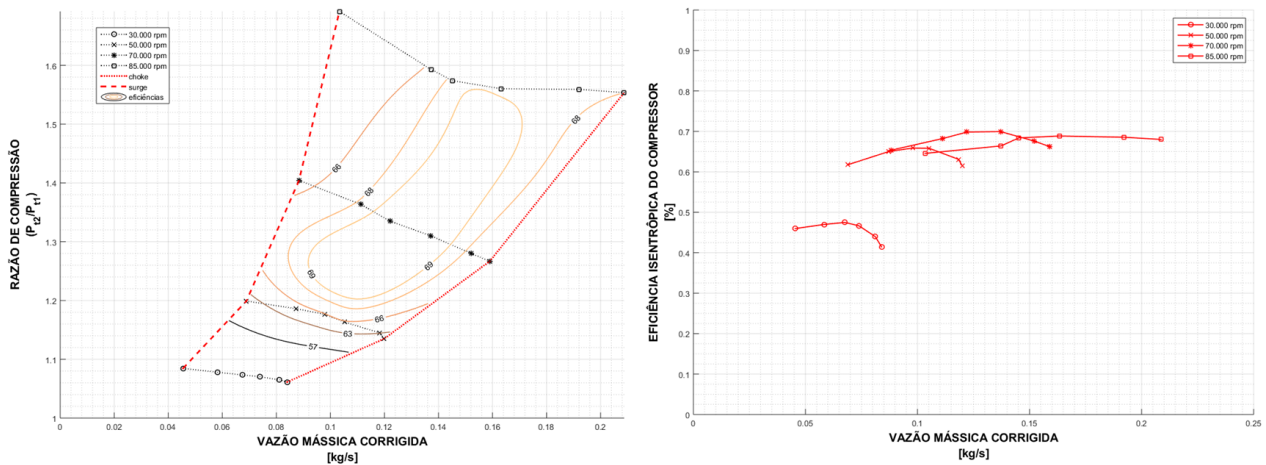


Figura 5: Mapas do compressor operando a frio.

4.2 Ensaios a quente

Como o principal objetivo deste trabalho foi realizar uma comparação entre as características do turbocompressor quando operado a frio e a quente, não justificou coletar pontos de rotação mais elevada no teste a quente. Portanto, a maior rotação imprimida ao turbocompressor foi de 70 krpm. Uma vez que houve uma imprecisão significativa nos testes a frio, devido à troca de calor com o meio ambiente, os ensaios a quente foram realizados em condições quase-adiabáticas. O conjunto testado foi isolado com lã de cerâmica para reduzir a convecção de calor. Os mapas do compressor e da eficiência do compressor estão representados pela Fig. 6.

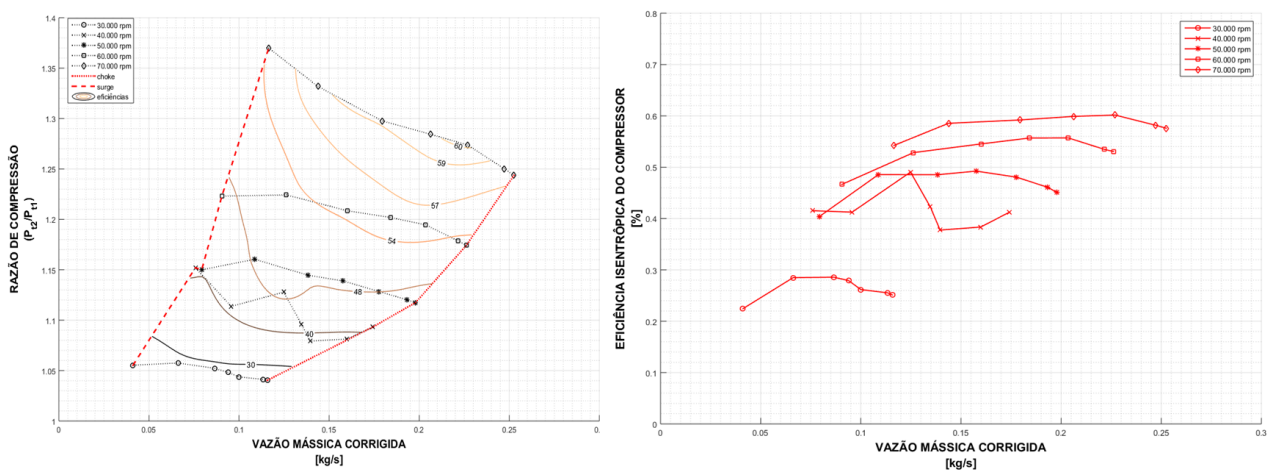


Figura 6: Mapas do compressor operando a quente.

Observa-se que a maior eficiência do componente não está representada no mapa. É possível notar que as ilhas de eficiência não estão completamente geradas para essas rotações. Esse fato sugere que a maior eficiência seria alcançada em maiores rotações, uma vez que o mapa gerado foi apenas a parte inferior do mapa completo do compressor. As razões de compressão, tanto no ensaio a quentes quanto no a frio, foram relativamente baixas, comparadas às encontradas na literatura, um resultado esperado devido a este estudo ser feito com baixas rotações de trabalho do turbocompressor.

No mapa de eficiência do compressor, também é possível notar o aumento da eficiência com o aumento da vazão mássica. Observa-se, também, que a eficiência aumenta com o aumento da rotação. Dentre as rotações impostas, a que alcançou a maior eficiência foi a de 70 krpm com 60%. Ao comparar os mapas a frio com os mapas a quente, observa-se que para alcançar uma mesma rotação foi necessária maior vazão de ar quando operando a frio. Uma vez que os gases quentes da combustão saem com uma maior energia cinética do que o ar a temperatura ambiente, maiores rotações são obtidas para uma mesma vazão.

Observa-se que os mapas a frio tiveram uma maior eficiência que os mapas a quente. Isso ocorreu devido ao fato dos ensaios a quente terem sido feitos em condições adiabáticas e os a frio eficiência do compressor, também é possível notar o aumento da eficiência com o aumento da vazão mássica.

4.3 Identificação das forças axiais a frio e a quente

Após a coleta de dados, as forças axiais nos rotores do turbocompressor foram calculadas para todos os pontos de operação utilizados no levantamento dos mapas de desempenho. A Figura 7 compara a resultante de força axial no

turbocompressor operando a quente e a frio. As forças foram comparadas em valores absolutos. Observa-se que as forças no teste a frio são superiores às do teste a quente, onde a disparidade mais significativa foi na força resultante do rotor da turbina.

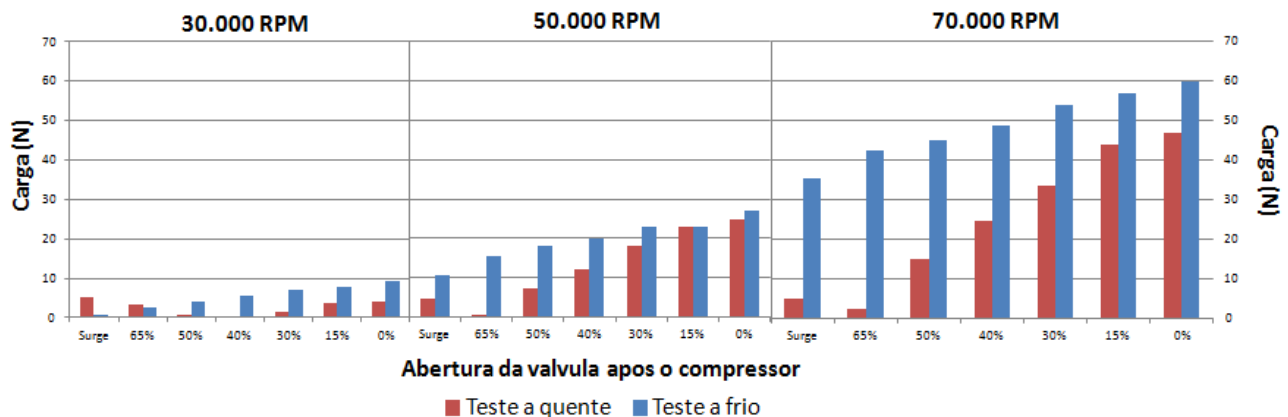


Figura 7: Comparação entre o valor absoluto das forças axiais no teste a frio e a quente.

5. CONCLUSÃO

A partir da metodologia utilizada foi possível gerar os mapas do compressor tanto para o ensaio a quente quanto para o a frio. Os mapas permitiram uma análise das características de operação. As rotações impostas ao turbocompressor foram baixas quando comparadas à rotação máxima (135 krpm), portanto os mapas não representaram todas as faixas do mapa de desempenho. Não foi possível realizar uma comparação entre os mapas gerados no teste a quente e a frio, uma vez que a imprecisão do teste a frio foi maior, devido ao não isolamento térmico do sistema, o que ressalta a importância do isolamento. A análise das forças axiais no turbocompressor permitiu concluir que os ensaios a quente impõem menores cargas no mancal axial. Portanto, para diminuir o desgaste do mancal e evitar que essas forças ultrapassem a capacidade de carga do mancal, é interessante operar o turbocompressor a quente. Apesar de o levantamento de mapas através dos ensaios a frio serem amplamente aplicados na indústria, o ensaio a quente se mostrou mais adequado, além de ser extremamente importante o uso de um isolamento térmico. Primeiramente pelo fato de exigir uma menor vazão de ar para uma mesma potência, sendo possível alcançar rotações mais altas com a mesma vazão dos testes a frio e pelo fato de gerar forças axiais menores no componente.

6. REFERÊNCIAS

- Jang, Y.W., Park, I.S., Ha, S.S., Jang, S.H., Chung, K.W., Lee, G., Kim, W.H., Choi, Y.J. and Cho, C.H., 2014. "Preliminary analysis of the development of the carbon tracker system in latin america and the caribbean". *Atmósfera*, Vol. 27, No. 1, pp. 61 – 76. ISSN 0187-6236. doi:[https://doi.org/10.1016/S0187-6236\(14\)71101-4](https://doi.org/10.1016/S0187-6236(14)71101-4). URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0187623614711014>.
- Knopf, M., 2011. "How long we can go? downsizing the internal combustion engine."
- Nguyen-Schäfer, H., 2016. *Rotordynamics of automotive turbochargers*. Springer.
- SAEJ1723, 1995. "Supercharger testing standard". Standard, SAE International, Warrendale, PA.
- SAEJ1826, 1995. "Turbocharger gas stand test code". Standard, SAE International, Warrendale, PA.
- Venson, G.G., 2007. "Desenvolvimento de um banco de ensaios e da metodologia experimental para o levantamento das características operacionais de turbocompressores utilizando gás quente".
- Zhang, J., Sun, H., Hu, L. and He, H., 2010. "Fault diagnosis and failure prediction by thrust load analysis for a turbo-charger thrust bearing". American Society of Mechanical Engineers, pp. 491–498.

EXPERIMENTAL STUDY OF THE TURBOCHARGER'S CHARACTERISTICS: COLD AND HOT TEST

Oscar Ricardo Sandoval Rodriguez, osc-sandoval@hotmail.com¹

Giovanni F. del Giudice

Denilson P. Ferreira Júnior

Isadora Lara

Ramón Molina, ramon@demec.ufmg.br¹

¹Universidade Federal de Minas Gerais, Av. Pres. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha, Belo Horizonte - MG

Resumo: *The turbocharger has been increasingly used in internal combustion engines (ICM) all over the world, not only to improve volumetric efficiency, but also to comply with strict emission laws for polluting gases. In order to perform the turbocharger and MCI matching, compatibility between the two components characteristics is necessary, therefore, it is fundamental to carry out the study of turbochargers' main characteristics. This work presents a hot flow bank capable of reproducing the appropriate thermodynamic attributes that simulate the MCI combustion gases, to test turbochargers' performance. Using the test infrastructure, an experimental study is developed to compare the turbocharger's characteristics when testing hot and cold gas conditions, by varying the rotor axis rotation and the compression ratio of the compressor, and measuring parameters such as temperature, mass flow. Through the collected data, it was possible to generate the performance maps and to calculate the resulting forces at each operating point for the two analyzed conditions.*

Palavras-chave: *turbocharger, Turbocharger matching, MCI, thermodynamics.*