

ANÁLISE EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UM TURBOCOMPRESSOR EM CONDIÇÕES REAIS DE OPERAÇÃO

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF THE PERFORMANCE OF A TURBOCOMPRESSOR UNDER PRATICAL OPERATING CONDITIONS

A. Almeida¹, N. Pires¹, H. Santos¹, N. Martinho¹, J. Fonseca Pereira¹.

¹ Engenharia Automóvel - Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Superior de Tecnologia e Gestão, Instituto Politécnico de Leiria



RESUMO

O presente artigo tem como objetivo principal a análise experimental do desempenho de um turbocompressor, quando este é sujeito a condições reais de operação impostas por um Motor de Combustão Interna (MCI). A montagem experimental desenvolvida possibilita medir os parâmetros necessários à caracterização do funcionamento do turbocompressor em estudo, permitindo construir mapas de operação do compressor. Os ensaios experimentais foram realizados em banco de ensaio para veículos com base numa matriz constituída por 60 condições de operação, correspondentes a diferentes valores de velocidade de rotação (N) e de carga (Pressão Média Efetiva – PME) do MCI. Através da análise das incertezas experimentais foi possível quantificar a incerteza das variáveis medidas e identificar a influência das variáveis medidas nas variáveis calculadas. Foram construídos diagramas de variação das variáveis medidas em função das condições de operação do MCI. Finalmente, através do conceito de turbomatching foi possível identificar no mapa de operação do compressor os pontos de operação do MCI.

ABSTRACT

The present study presents the development of an experimental setup to analyze the performance of a turbocharger when it is subject to actual operating conditions imposed by an Internal Combustion Engine (ICE). After the development of the experimental setup this systems was implemented in a test vehicle and studied on a vehicle power bench. The acquisition of the operating parameters of the turbocharger was made using various sensors and a program for data acquisition. The experimental tests were performed with a matrix platform running up to 60 operating conditions, matching to different engine speeds (N) and load (mean effective pressure) of Internal Combustion Engine. Through the analysis of experimental uncertainties was possible to quantify the uncertainty of the measurements and identify the influence of the variables measured in the calculated variables. Furthermore, it even allows to checking which measured variables most contribute the most to the experimental uncertainty of the calculated variables. It also enables the visualization of the operating points of MCI through the realization of turbomatching.

1. INTRODUÇÃO

A sobrealimentação de motores de combustão interna (MCI) pode ser realizada através de: i) compressores volumétricos; ii) compressores dinâmicos. Os tur-

bocompressores incluem-se neste último grupo.

O trabalho desenvolvido teve como objetivo principal o desenvolvimento de uma montagem experimental para o estudo,

e consequente caracterização dos parâmetros de funcionamento de um turbocompressor na sua gama de utilização. No presente artigo, apenas serão apresentados e discutidos os dados adquiridos e os resultados obtidos referentes ao compressor.

2. FUNDAMENTOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Enquadramento

A sobrealimentação de MCI é caracterizada pelo aumento da densidade do ar admitido, isto é, a introdução no interior do(s) cilindro(s) de uma maior quantidade (massa) de ar para o mesmo volume. Por consequência, ainda que mantendo a mesma relação massa de ar/massa de combustível, o aumento da massa de ar admitido permite o aumento da quantidade de combustível injetado o que, por sua vez, terá como resultado associado um aumento do binário produzido pelo MCI.

Atualmente, os turbocompressores são o sistema de sobrealimentação mais utilizado. A ideia de reaproveitar a energia contida nos gases de escape para acionar uma turbina que, por sua vez, é acoplada a um compressor centrífugo através de um veio, foi introduzida por Alfred Büchi. Nos turbocompressores, a potência necessária ao acionamento do compressor provém dos gases de escape, ao invés de ser retirada do veio da cambota, como é o caso da maioria dos compressores volumétricos, Hiereth e Prenninger (2007). A Fig. 1 apresenta a disposição típica de um MCI equipado com um turbocompressor.

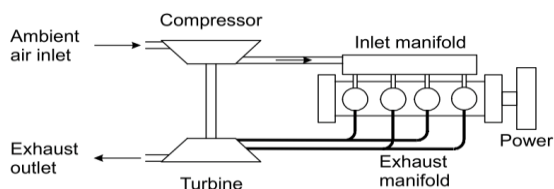


Fig. 1 - Disposição típica de um MCI equipado com turbocompressor, Maschinenbau (2004).

2.2 Turbocompressor

O turbocompressor é composto por uma turbina e por um compressor, que por sua vez estão acoplados através de um veio

central assente em chumaceiras ou rolamentos. A lubrificação é efetuada por um filme de óleo, presente no corpo central. A velocidade de rotação máxima do veio do turbocompressor é da ordem de 200000 rpm, Challen e Baranescu (1999).

Num turbocompressor, a turbina tem a função de transformar parte da energia contida nos gases de escape em energia mecânica, sob a forma de movimento rotacional. Por sua vez, a energia mecânica será transmitida ao compressor através do veio presente no corpo central do turbocompressor. Na Fig. 2 apresentam-se os componentes que constituem um turbocompressor.

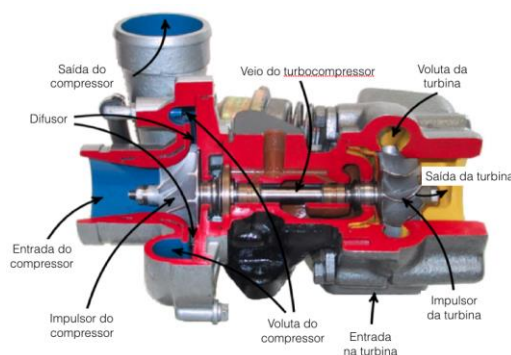


Fig. 2 - Componentes que constituem um turbocompressor, Leufvén (2013).

Os parâmetros geométricos mais relevantes para a caracterização do turbocompressor são: a relação A/R e o *Trim*, Bell (1999). A relação A/R , resulta da divisão do valor da área de secção no interior da voluta (A) pelo raio (R) medido a partir do eixo de rotação até à linha centróide da voluta, que caracteriza geometricamente as volutas do compressor e da turbina.

O parâmetro *Trim* relaciona o diâmetro de entrada ($\phi_{entrada}$) e o diâmetro de saída ($\phi_{saída}$) do rotor. Analiticamente, o parâmetro *Trim* é definido pela Eq. (1):

$$Trim = \left(\frac{\phi_{entrada}^2}{\phi_{saída}^2} \right) \cdot 100 \quad (1)$$

2.3. Mapas de operação de um turbocompressor

De modo a que as características de funcionamento de um turbocompressor, sejam

conhecidas para uma gama alargada de pontos de funcionamento, os mapas de operação de um turbocompressor são usualmente apresentados com variáveis de funcionamento corrigidas, através da análise dimensional. São exemplo disto, o caudal mássico de ar corrigido, a relação de pressões e a velocidade de rotação corrigida. É importante salientar que a utilização dos parâmetros diretamente medidos em ensaios experimentais para a caracterização de turbocompressores, sem esta correção, leva a que os mapas de operação assim obtidos sejam apenas válidos para as condições medidas.

Os parâmetros utilizados na construção do mapa do compressor são: i) caudal mássico de ar corrigido; ii) relação de pressões; iii) velocidade de rotação do compressor corrigida; iv) rendimento isentrópico do compressor. O caudal mássico de ar corrigido é dado pela Eq. (2):

$$\dot{m}_{ar,r,c}[\text{kg/s}] = \dot{m}_{ar,r}[\text{kg/s}] \times \sqrt{\frac{T_1[\text{K}]}{T_{ref}[\text{K}]}} \times \frac{P_1[\text{Pa}]}{P_{ref}[\text{Pa}]} \quad (2)$$

onde $\dot{m}_{ar,r}[\text{kg/s}]$ é o caudal mássico de ar que passa pelo compressor, $T_1[\text{K}]$ e $P_1[\text{Pa}]$ são a temperatura e pressão à entrada do compressor, respectivamente. Contudo, alguns fabricantes (eg., *Garrett*) utilizam como unidade de caudal mássico de ar a libra por minuto $\dot{m}_{ar,r}[\text{lb/min}]$. A temperatura $T_{ref} = 288 \text{ K}$ e a pressão $P_{ref} = 101325 \text{ Pa}$ são valores de referência de acordo com a norma SAE 1826. Estes valores são utilizados na correção dos valores das variáveis medidas. A relação de pressões do compressor é dada pela Eq. (3):

$$\Pi_c[-] = \frac{P_2[\text{Pa}]}{P_1[\text{Pa}]} \quad (3)$$

$P_2[\text{Pa}]$ corresponde ao valor de pressão do ar à saída do compressor. A velocidade de rotação do compressor corrigida é dada por:

$$N_{c,c}[\text{rpm}] = \frac{N_{TC}[\text{rpm}]}{\sqrt{\frac{T_1[\text{K}]}{T_{ref}[\text{K}]}}} \quad (4)$$

$N_{TC}[\text{rpm}]$ é o valor de velocidade de rotação do veio do turbocompressor. O rendimento isentrópico é dado pela Eq. (5):

$$\eta_c[-] = \frac{T_{2,ad}[\text{K}] - T_1[\text{K}]}{T_2[\text{K}] - T_1[\text{K}]} \quad (5)$$

em que $T_2[\text{K}]$ é o valor de temperatura à saída do compressor. A temperatura adiabática $T_{2,ad}[\text{K}]$ é dada pela Eq. (6):

$$T_{2,ad}[\text{K}] = T_1[\text{K}] \times \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_{ar}-1}{\gamma_{ar}}} \quad (6)$$

$\gamma_{ar}[-]$ é a relação das capacidades caloríficas do ar a pressão e volume constantes, respetivamente.

A Fig. 3 apresenta um exemplo de uma mapa de operação de um compressor. Em geral, o mapa do compressor pode ser dividido em três zonas de operação diferentes, Watson e Janota (1982): I) Zona de normal funcionamento; II) Zona de *Surge*; III) Zona de *Choke*.

A zona I) diz respeito à região de normal funcionamento, isto é, a região estável. À sua esquerda encontra-se a zona II) zona de *Surge*. Esta corresponde ao funcionamento instável do compressor, estando o seu funcionamento associado a situações de funcionamento com valores reduzidos de caudal de ar e valores de pressão elevados. Esta zona é delimitada no mapa de operação do compressor pela *surge line*, Boyce et al. (1983).

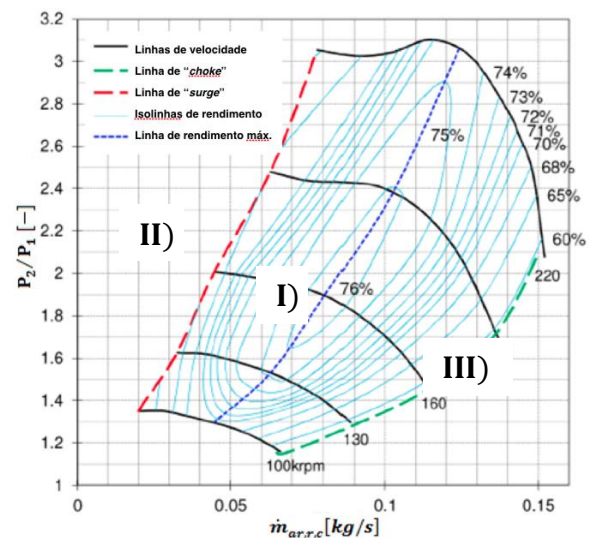


Fig. 3 - Exemplo de um mapa de operação para o compressor (Guillou 2013)

A zona III), zona de *Choke* está associada a situações de funcionamento que incluem velocidades de escoamento elevadas (caudais mássicos elevados) e baixos valores de rendimento, Challen e Baranescu (1999), que por sua vez originam a ocorrência de ondas de choque que limitam a área de passagem do escoamento comprimido, Leufvén (2013). Esta zona é delimitada no mapa de operação do compressor pela *choke line*.

2.4. Mapa de *Turbomatching*

O desempenho dos turbocompressores, dependem em grande parte de uma correta correspondência entre o funcionamento do MCI e do turbocompressor que só é conseguida quando o caudal mássico é o adequado para um determinado valor de velocidade de rotação do rotor. Isto é, o compressor não opera na sua zona de eficiência ótima para todas as velocidades de rotação e carga do MCI. Portanto, resta apenas a tentativa de colocar o compressor a funcionar na zona de rendimento máximo para um ponto particular de funcionamento do MCI, Atkins (2009). Este pode ser o ponto de binário máximo ou o ponto de potência máxima do MCI.

O mapa de *turbomatching* corresponde à sobreposição das condições de operação do MCI no mapa de operação do compressor. Este mapa, permite ainda visualizar os pontos de operação do compressor para diferentes condições de carga (PME) e velocidades de rotação (N) impostas pelo MCI. A Fig. 4 apresenta um exemplo de um mapa de *turbomatching* entre um MCI e o turbocompressor.

Uma explicação mais detalhada sobre o mapa de *turbomatching* pode ser encontrada nas referências (Atkins 2009 e Bell 1997).

3. DESENVOLVIMENTO DA MONTAGEM EXPERIMENTAL

O presente capítulo apresenta a montagem experimental, sendo aqui caracterizados os aspetos mais relevantes dos equipamentos de medição utilizados.

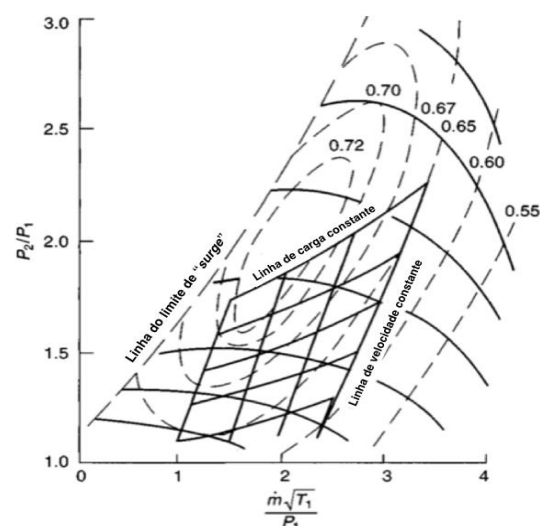


Fig. 4 – Mapa de *Turbomatching* - sobreposição no mapa de operação do compressor dos pontos de funcionamento do MCI (Challen e Baranescu 1999).

Os ensaios experimentais, destinados à aquisição de parâmetros de funcionamento real do veículo e do turbocompressor, foram efetuados no banco de ensaio para veículos do Laboratório de Engenharia Automóvel da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

3.1. Veículo de ensaios

O veículo utilizado no presente estudo é um Renault Laguna, equipado com um MCI de ignição por compressão 1.9 dTi e um sistema de sobrealimentação através de um turbocompressor.

3.2. Turbocompressor

O turbocompressor em estudo é o que equipa o veículo de origem. As características técnicas do turbocompressor GT1544S da marca *Garrett*, são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Características técnicas do turbocompressor GT1544S.

Características do compressor:	
Ø interior do rotor, $\varnothing_{entrada}$ [mm]	32.9
Ø exterior do rotor, $\varnothing_{saída}$ [mm]	43.9
A/R [m]	0.33
Trim [-]	56
Nº de lâminas, $N_{lâminas}$	12
Características da turbina:	
Ø interior do rotor, $\varnothing_{entrada}$ [mm]	42.2
Ø exterior do rotor, $\varnothing_{saída}$ [mm]	42.2
A/R [m]	0.34
Trim [-]	58

3.3. Montagem experimental

A montagem experimental desenvolvida para a realização do presente trabalho foi concebida tendo em conta normas e artigos científicos da área em estudo. Neste contexto, a realização da montagem experimental teve em consideração os seguintes aspetos:

- ✓ definição dos parâmetros físicos a medir;
- ✓ seleção dos sensores a utilizar;
- ✓ escolha da norma experimental a utilizar e respetivos locais de medição;
- ✓ definição da metodologia de medição a utilizar.

A título de exemplo, foi a montagem realizada por Galindo et al. (2006) possibilitou que alguns dos seus conceitos fossem aplicados na montagem experimental realizada, como é o caso da localização dos sensores de pressão e temperatura. A Tabela 2 apresenta as variáveis necessárias para a caracterização do funcionamento do compressor, quando este está sujeito às condições impostas pelo MCI.

A Tabela 3 apresenta uma comparação de valores típicos de distâncias utilizadas por algumas referências bibliográficas, em montagens experimentais idênticas.

Tabela 2 – Apresentação dos transdutores escolhidos para os vários parâmetros medidos.

Parâmetro	Sigla	Transdutor
Temperatura	T_1	Termopar tipo K, <i>Correge</i>
Temperatura	T_2	Termopar tipo K, <i>Correge</i>
Pressão	P_1	Sensor de pressão, <i>Freescle</i>
Pressão	P_2	Sensor de pressão, <i>Freescle</i>
Caudal de ar	<i>MAF</i>	Sensor de massa de ar, <i>Bosch</i>
Vel. de rotação	N_{TC}	Sensor de rotação, <i>Garrett</i>

Tabela 3 - Tabela comparativa de distâncias entre a localização dos sensores e o turbocompressor nas referências bibliográficas consultadas.

Sensor	Especificação Fuero WP6	U. P. Valência	I. P. Leiria
Ref.	Garigilio et al. (2004)	Galindo et al. (2006)	
<i>MAF</i>	4 - 10 $\emptyset$	16.5 $\emptyset$	7.5 $\emptyset_A$
P_1	2 - 5 $\emptyset$	3.5 $\emptyset$	3 $\emptyset_A$
T_1	- (2 - 5) $\emptyset$	4.5 $\emptyset$	2 $\emptyset_A$
P_2	5 - 10 $\emptyset$	7.5 $\emptyset$	8.5 $\emptyset_B$
T_2	+ (5 - 10) $\emptyset$	8.5 $\emptyset$	7.5 $\emptyset_B$

A Fig. 5 mostra a representação esquemática da montagem experimental desenvolvida.

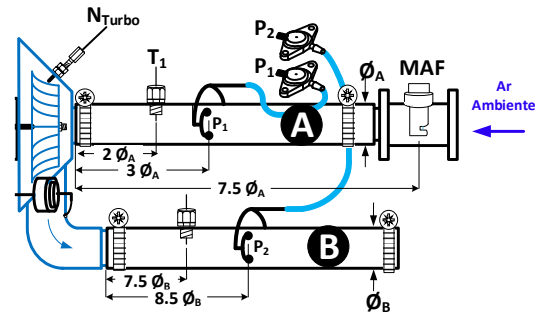


Fig. 5 - Representação esquemática da montagem experimental desenvolvida.

3.4. Metodologias de medição

A medição da pressão estática foi efetuada através de um anel de união de quatro pontos de medição equidistantes, tal como exemplificado na Fig. 6. Para tal, foram realizados quatro pequenos furos, com o diâmetro inferior a 0,1 vezes o diâmetro do respetivo tubo, Garigilio et al. (2004). O valor médio foi obtido através da aplicação do conceito de um coletor 4-2-1, Benedict (1984).

Além da obtenção do valor médio de pressão estática, a metodologia utilizada permite efetuar medições da pressão a temperaturas mais baixas, isto é, a temperatura do gás no final do coletor de medição é bastante inferior à temperatura do escoamento.

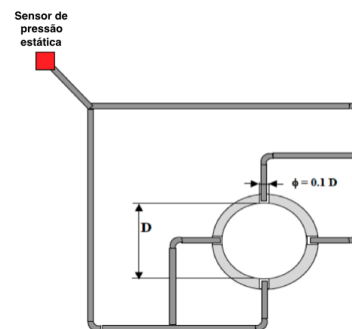


Fig. 6 – Esquema de medição da pressão estática, Garigilio et al. (2004).

Relativamente à medição do valor de temperatura do escoamento, Galindo et al. (2006) refere que a distância a que o elemento sensorial do termopar deve estar inserido no interior do tubo de medição é aproximadamente igual a 1/3 do diâmetro do tubo em uso, tal como ilustrado na Fig. 7.

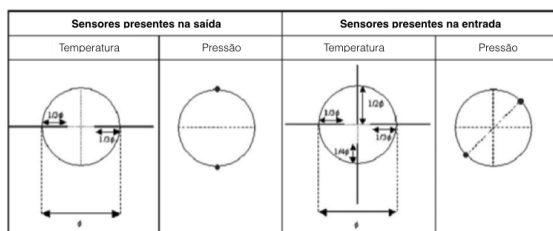


Fig. 7 - Metodologia de instalação do termopar, segundo a referência, Galindo et al. (2006).

3.5. Aquisição e tratamento de dados

A aquisição e o tratamento inicial de dados foi realizado com recurso a um *software* de aplicação programável denominado *LabView®*. A utilização deste *software* permite não só efetuar o condicionamento do sinal (ex: aplicação de filtros passa-baixo) mas também realizar o tratamento estatístico dos dados adquiridos.

Além das possibilidades anteriormente enumeradas, este software permite ainda visualizar em tempo real, os valores das diversas variáveis medidas.

3.6. Condições experimentais

As condições experimentais estudadas consistem numa matriz constituída por 60 condições de operação, correspondentes a diferentes valores de velocidade de rotação (N) e de carga (PME) do MCI.

Foram estudadas velocidades de rotação, N a variar desde as 1500 rpm até às 4250 rpm, com intervalos de 250 rpm. Para cada velocidade de rotação foram estudadas 5 condições de carga (PME). A **Fig. 8** apresenta a matriz das condições de operação do MCI com indicação da linha de valores máximos de PME .

4. ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

O presente estudo envolveu a aquisição de uma grande quantidade de dados. Por sua vez, estes foram posteriormente utilizados para cálculos de outras grandezas (por exemplo, a temperatura adiabática, rendimento do compressor, etc.). Os processos de aquisição de dados são influenciados por fatores que geram incertezas (eg., condições atmosféricas, fator humano, simplificações).

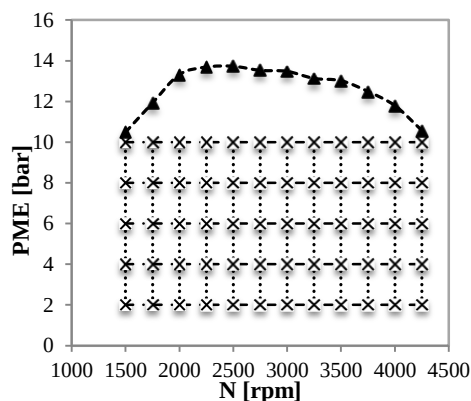


Fig. 8 - Matriz das condições de operação do MCI (60 pontos) com indicação da linha dos valores máximos de *PME*.

4.1. Determinação das incertezas experimentais dos resultados obtidos para as variáveis calculadas

A incerteza de uma função $X = f(u_1, u_2, u_3, \dots, u_n)$, onde X é uma determinada quantidade, função de n variáveis independentes ($u_1, u_2, \dots, u_n$) e u_i referente a quantidades medidas que estão afetadas de um determinado valor de incerteza $\pm \Delta u_i$. Os Δu_i podem ser valores absolutos ou valores estatísticos, Morsek et al (2009). Logo, desenvolvendo a expressão geral, presente na Eq. (7) obteve-se a expressão, que permite determinar a incerteza experimental de uma qualquer variável calculada que dependa de n variáveis independentes, apresentada na Eq. (8):

$$X \pm \Delta X = f(u_1 \pm \Delta u_1, u_2 \pm \Delta u_2, \dots, u_n \pm \Delta u_n) \quad (7)$$

$$\Delta X = \left| \Delta u_1 \frac{\partial f}{\partial u_1} \right| + \left| \Delta u_2 \frac{\partial f}{\partial u_2} \right| + \dots + \left| \Delta u_n \frac{\partial f}{\partial u_n} \right| \quad (8)$$

A título de exemplo, é apresentado o cálculo do valor da incerteza experimental efetuado para a temperatura adiabática, $T_{2,ad}$. A incerteza experimental de $\Delta T_{2,ad}$ foi determinada através da Eq. (9).

Para o cálculo de $\Delta T_{2,ad}$ são utilizados valores de três medições (T_1 , P_1 e P_2).

$$T_{2,ad}[K] = T_1[K] \times \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_{ar}-1}{\gamma_{ar}}}, \quad T_{2,ad} = f(T_1; P_1; P_2)$$

$$\Delta T_{2,ad}[K] = \left| \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^a \right| \cdot \Delta T_1 + \left| \frac{a \cdot T_1 \cdot P_2^a}{P_1^{a+1}} \right| \cdot \Delta P_1 + \left| \frac{-a \cdot T_1 \times P_2^{a-1}}{P_1^a} \right| \cdot \Delta P_2 \text{ onde } a = \left[\frac{\gamma_{ar}-1}{\gamma_{ar}} \right] \quad (9)$$

A Tabela 4 apresenta os valores da incerteza experimental das variáveis (ΔT_1 , ΔP_1 e ΔP_2) e da variável calculada $\Delta T_{2,ad}$. Além disso, identifica também a condição de operação do MCI (N e PME) para a qual foi obtido o valor de incerteza mínima ($N = 1750$ rpm; $PME = 10$ bar) e máxima ($N = 4250$ rpm; $PME = 10$ bar) de $\Delta T_{2,ad}$. Tal como se pode observar, a incerteza de $\Delta T_{2,ad}$ varia no intervalo: 7.05 – 7.47 K. Conclui-se que a variação de $\Delta T_{2,ad}$ com as condições de operação do MCI é insignificante.

Adicionalmente, a Tabela 4 apresenta também o contributo de cada uma das variáveis medidas no cálculo da incerteza de $\Delta T_{2,ad}$. Tal como se pode observar, P_1 é a variável que mais contribui para o aumento da incerteza de $\Delta T_{2,ad}$, sendo responsável por um contributo de cerca de 50%.

Finalmente, a Tabela 4 apresenta uma indicação qualitativa da influência das condições de operação do MCI (N e PME) no cálculo de $\Delta T_{2,ad}$.

Verificou-se que o contributo das variáveis T_1 e P_1 aumenta com o aumento da velocidade de rotação N e da carga PME do

MCI. Pelo contrário, verificou-se que o contributo da variável P_2 diminui com o aumento da velocidade de rotação N e da carga PME do MCI.

4.2. Sumário

O cálculo das incertezas experimentais das variáveis calculadas contribuiu não só para melhorar a análise de dados, mas também para identificar quais as variáveis medidas que requerem mais atenção no momento da realização da montagem experimental.

As Tabelas 5 e 6 apresentam de forma qualitativa um resumo dos contributos que cada variável medida e calculada tem na determinação da incerteza experimental das variáveis calculadas. A escala de influência qualitativa da variável medida ou calculada na variável calculada pode ser interpretada da seguinte forma: i) - não dependente; ii) + insignificante; iii) ++ pouco importante; iv) +++ importante; v) ++++ muito importante.

A observação das Tabelas 5 e 6 permite concluir que a variável medida ΔP_1 é a que mais contribui para o aumento da incerteza das variáveis calculadas.

Tabela 4 – Incerteza experimental da variável dependente, $\pm \Delta T_{2,ad}$.

N [rpm]	PME [bar]	$\Delta T_1 =$ ± 1.5 [K]	$\Delta P_2 =$ ± 3450 [Pa]	$\Delta P_1 =$ ± 3450 [Pa]	$\pm \Delta T_{2,ad}$ [K]	$T_{2,ad}$ [K]
Coeficientes de sensibilidade		$c_1 = \frac{\partial T_{2,ad}}{\partial T_1}$	$c_2 = \frac{\partial T_{2,ad}}{\partial P_1}$	$c_3 = \frac{\partial \Delta T_{2,ad}}{\partial P_2}$		
1750	10	1.105e+0	6.472e-4	9.17e-4	± 7.05	326.41
4250	10	1.259e+0	4.980e-4	1.12e-3	± 7.47	369.62
Contributo [%]		$\frac{c_1 \times \Delta T_1}{\Delta T_{2,ad}}$	$\frac{c_2 \times \Delta P_2}{\Delta T_{2,ad}}$	$\frac{c_3 \times \Delta P_1}{\Delta T_{2,ad}}$		
1500	10	23.5%	31.7%	44.9%		100%
4250	10	25.3%	23%	51.7%		100%
$N \uparrow$		$\uparrow$	$\downarrow$	$\uparrow$	$\uparrow$	
	$PME \uparrow$	$\uparrow$	$\downarrow$	$\uparrow$	$\uparrow$	

Tabela 5 - Variação das incertezas experimentais das variáveis calculadas ($\Delta T_{2,ad}$; $\Delta \eta_C$; ΔP_C e Δw_C) em função das medidas (ΔT_1 ; ΔP_1 ; ΔT_2 ; ΔP_2 e $\Delta \dot{m}_{ar,r}$).

	$\Delta T_{2,ad}$	$\Delta \eta_C$	Δw_C	ΔP_C
ΔT_1	++	+	++	-
ΔP_1	++++	-	++++	-
ΔP_2	+++	-	+++	-
ΔT_2	-	++	-	-
$\Delta \dot{m}_{ar,r}$	-	-	-	+

Tabela 6 - Variação das incertezas experimentais das variáveis calculadas ($\Delta \eta_C$; ΔP_C e $\Delta \eta_T$) em função das medidas ($\Delta T_{2,ad}$; $\Delta \eta_C$; ΔP_C ; Δw_C $\Delta T_{4,ad}$ e $\Delta \eta_T$).

	$\Delta T_{2,ad}$	$\Delta \eta_C$	Δw_C	ΔP_C
$\Delta T_{2,ad}$	X	++++	-	-
$\Delta \eta_C$	-	X	-	-
Δw_C	-		X	+++
ΔP_C		-		X

A observação das Tabelas 5 e 6 permite concluir que a variável medida ΔP_1 é a que mais contribui para o aumento da incerteza das variáveis calculadas.

5. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DE RESULTADOS

O presente capítulo é dedicado à apresentação e discussão dos resultados obtidos e calculados, referentes à caracterização experimental do compressor. O final deste capítulo é dedicado à apresentação dos resultados do mapa de *turbomatching* realizado.

De modo a caracterizar o compressor em estudo foram medidas as seguintes variáveis: $\dot{m}_{ar,r}$; P_1 ; P_2 ; T_1 ; T_2 ; N_{TC} (ver Fig. 5).

Os resultados obtidos, permitiram construir um conjunto de gráficos. A título de exemplo, a Fig. 9 mostra a variação da velocidade de rotação do turbocompressor (N_{TC}) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME). A figura revela que os valores de N_{TC} tendem a aumentar linearmente com o aumento de N . Além disso, é possível observar que os valores de N_{TC} tendem a aumentar de forma aproximadamente linear com o aumento de PME .

De seguida são apresentados e discutidos exemplos de algumas das variáveis calculadas no presente trabalho, entres elas $T_{2,ad}$ e η_C .

A temperatura adiabática, $T_{2,ad}$, é calculada utilizando a Eq. (6). A Fig. 10 apresenta a variação de ($T_{2,ad}$) com o caudal mássico de ar corrigido ($\dot{m}_{ar,r,c}$) para várias condições de

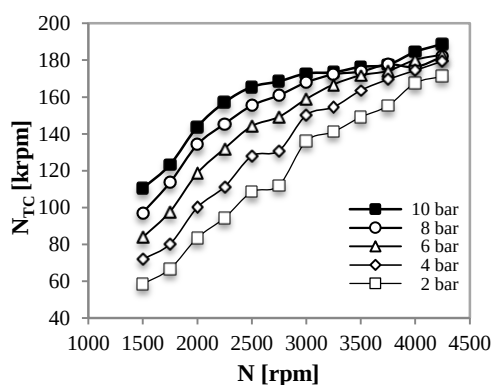


Fig. 9 - Variação da velocidade de rotação do turbocompressor (N_{TC}) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME).

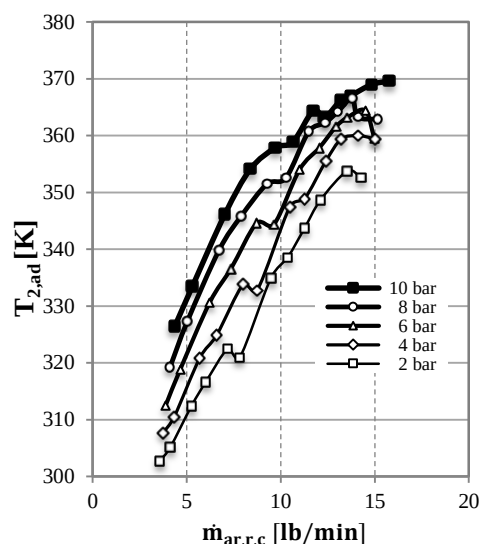


Fig. 10 – Variação da temperatura adiabática $T_{2,ad}$ com o caudal mássico de ar corrigido ($\dot{m}_{ar,r,c}$) para várias condições de carga PME .

carga PME . Verifica-se que $T_{2,ad}$ aumenta com $\dot{m}_{ar,r,c}$ de forma aproximadamente linear. Pode-se também observar que para um dado valor de $\dot{m}_{ar,r,c}$, $T_{2,ad}$ aumenta com a PME .

A Fig. 11 apresenta a incerteza experimental $\Delta T_{2,ad}$ em função do caudal mássico de ar corrigido para os ensaios experimentais realizados, com $PME = 2$ bar e 8 bar. Neste caso, a incerteza experimental de $\Delta T_{2,ad}$ com $\dot{m}_{ar,r,c}$ com PME varia de forma insignificante. Adicionalmente, pode-se observar a relação existente entre os resultados obtidos para variável calculada $T_{2,ad}$ e os valores de incerteza experimental $\Delta T_{2,ad}$.

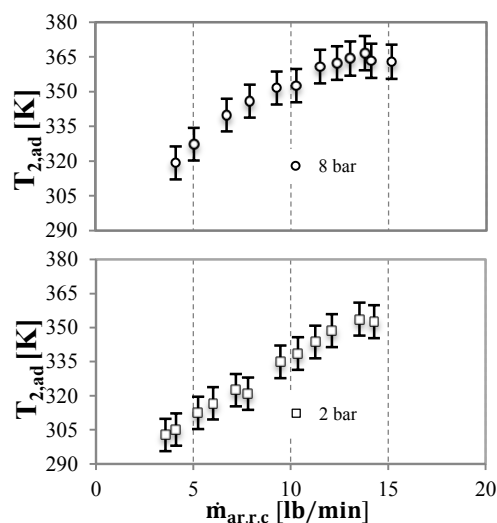


Fig. 11 - Variação da incerteza experimental de $\Delta T_{2,ad}$ para os ensaios experimentais realizados, com $PME = 2$ e 8 bar.

O rendimento do compressor, η_c , é calculado utilizando a Eq. (5) onde T_1 e T_2 são variáveis medidas e $T_{2,ad}$ é uma variável calculada. A Fig. 12 apresenta a variação do rendimento do compressor (η_c) com o caudal mássico de ar corrigido ($\dot{m}_{ar,r,c}$) para várias condições de carga PME . A Fig. 12 revela que para um dado valor de $\dot{m}_{ar,r,c}$, η_c diminui com o aumento de PME .

Entre outros autores, Luján et al. (2002) verificaram que η_c varia com o $\dot{m}_{ar,r,c}$ de forma aproximadamente parabólica, com concavidade voltada para baixo, isto é, para $\dot{m}_{ar,r,c}$ reduzidos, o valor de η_c aumenta até atingir o valor máximo, sendo que, para $\dot{m}_{ar,r,c}$ elevados, o valor de η_c decresce. A Fig. 12 permite observar que o η_c varia com o $\dot{m}_{ar,r,c}$, tal como observado por, Luján et al. (2002).

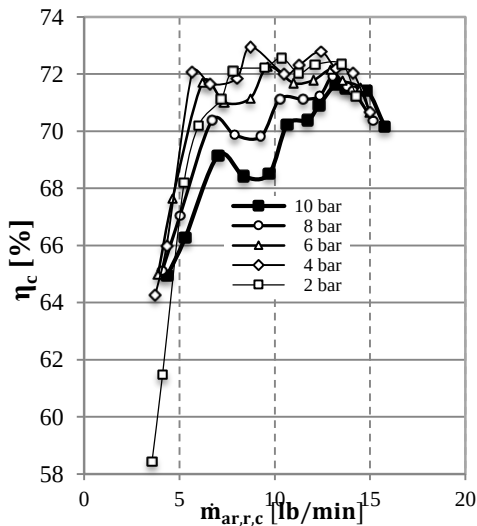


Fig. 12 - Variação do rendimento do compressor (η_c) com o caudal mássico de ar corrigido ($\dot{m}_{ar,r,c}$) para várias condições de carga PME .

A Fig. 13 apresenta a variação da incerteza experimental $\Delta\eta_c$ para os ensaios experimentais realizados, com $PME = 2$ bar e 8 bar. Neste caso, a variação da incerteza $\Delta\eta_c$ diminui com o aumento de $\dot{m}_{ar,r,c}$ e de PME . A Fig. 13 revela claramente que $\Delta\eta_c$ aumenta para $\dot{m}_{ar,r,c}$ reduzidos.

É importante notar que para valores de $\dot{m}_{ar,r,c}$ ou de N_{TC} reduzidos, os valores de η_c decrescem. Esta diminuição dos valores η_c deve-se ao efeito de transferência de calor existente entre a turbina e o compressor que pro-

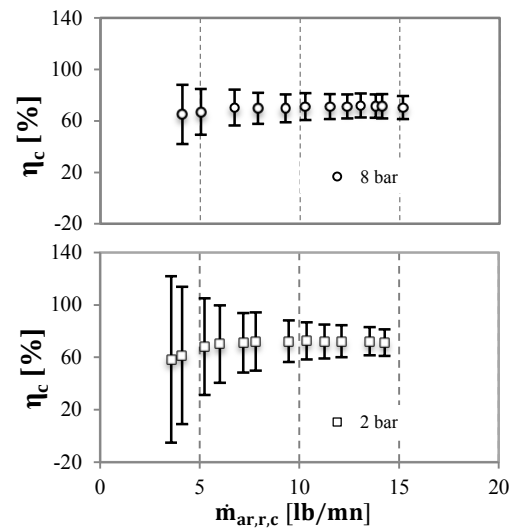


Fig. 13 - Variação da incerteza experimental de $\Delta\eta_c$ para os ensaios experimentais realizados, com $PME = 2$ e 8 bar.

voca uma diminuição do valor de temperatura à entrada da turbina e um aumento da temperatura à saída do compressor, Junge et al. (2002).

Tal como foi referido no capítulo anterior, podem observar-se alguns desvios nas Figuras 11 a 14, os quais se devem ao fato de nem todos os ensaios terem sido realizados no mesmo dia e portanto as condições atmosféricas terem variado. Assim, é possível concluir que a mudança das condições atmosféricas presentes no momento de realização dos ensaios experimentais provocam variação nos resultados obtidos para os parâmetros ($T_{2,ad}$ e η_c).

5.1. Mapa de Turbomatching

Conforme foi introduzido na seção 2.4, a realização de um mapa de *turbomatching* consiste em marcar no mapa de operação do compressor, os pontos da matriz de ensaios experimentais realizados. A Fig. 14 apresenta a matriz de pontos experimentais (velocidade de rotação e carga do MCI) no mapa de operação do compressor disponibilizado pelo fabricante. Adicionalmente, na Fig. 14 é apresentado uma estimativa da evolução da linha de operação a carga máxima (*Wide Open Throttle* - WOT) com o aumento da velocidade de rotação N do MCI. Este procedimento permite comparar valores adquiridos experimentalmente (P_2/P_1 ; $\dot{m}_{ar,r,c}$; η_c e N_{TC}) com os valores presentes no mapa de operação do compressor.

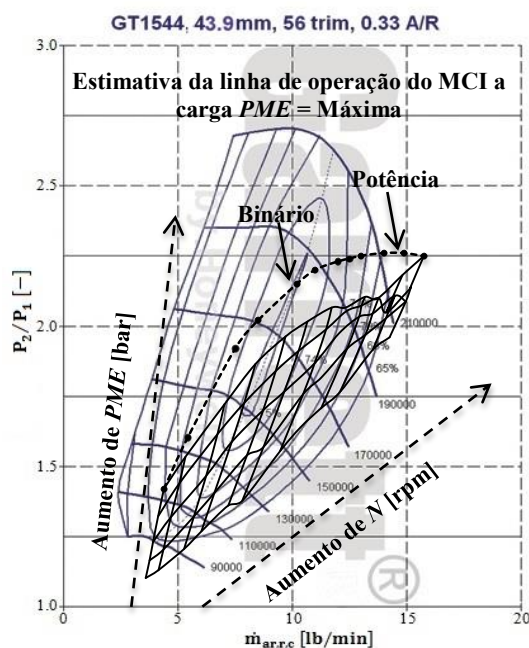


Fig. 14 - Representação dos pontos da matriz de condições experimentais no mapa de operação do compressor disponibilizado pelo fabricante

A Fig. 14 revela também que os resultados experimentais obtidos no presente estudo, estão em concordância com resultados obtidos por, Challen e Baranescu (1999), ver Fig. 4.

Por fim, é importante notar que a gama de velocidade de rotação do MCI onde ocorre o ponto de binário máximo, situa-se entre as 2250 rpm e as 2500 rpm. Por sua vez, ao analisar a estimativa da evolução da linha de operação WOT (PME máxima) verifica-se que é nesses valores de N que se encontra a zona onde o rendimento do compressor é máximo. Assim, conclui-se que no ponto de binário do MCI, o compressor opera na sua zona de rendimento máximo.

6. CONCLUSÕES

No presente estudo foi efetuada a análise experimental do desempenho de um turbocompressor em condições reais de operação. O desenvolvimento da montagem experimental para este efeito, foi realizado de acordo com normas e referências bibliográficas da especialidade que reportam montagens semelhantes.

A análise de incertezas experimentais realizada, permitiu quantificar a incerteza

das variáveis medidas e identificar a influência da incerteza das variáveis medidas nas variáveis calculadas. Conclui-se que a variável medida referente ao valor de pressão antes do compressor (P_1) é a que mais contribui para o aumento do valor da incerteza experimental das variáveis calculadas ($\Delta T_{2,ad}$; $\Delta \eta_c$; ΔP_c e Δw_c).

Com recurso ao mapa de *turbomatching*, foi possível identificar no mapa de operação do compressor, os pontos de operação do MCI. Adicionalmente, verificou-se que na situação de funcionamento de binário máximo do MCI, o compressor opera na região de rendimento máximo.

Por fim, conclui-se que é possível desenvolver uma montagem experimental aplicada no MCI do veículo, capaz de obter os diversos parâmetros necessários na construção do mapa de operação do compressor.

7. REFERÊNCIAS

- Atkins, R.D. 2009. An Introduction to Engine Testing and Development, 1st Edition, SAE International. ISBN 9780768020991.
- Bell, C. 1997. Maximum Boost: Designing, Testing and Installing Turbocharger systems, 1st Edition, Bentley Publishers. ISBN 0837601606.
- Benedict, R.P. 1984. Fundamentals of Temperature, Pressure and Flow Measurements, John Wiley & Sons. ISBN 0471893838.
- Boyce, M.P., Brow, R.N. e Pobanz, N.E. 1983. Pratical Aspects of Centrifugal Compressor Surge and Surge Control, Proceedings of The Twelfth Turbomachinery Symposium, Houston, USA, p. 147-173.
- Challen, B. e Baranescu, R. 1999. Diesel Engine Reference Book, 2nd Edition. B. Challen & R. Baranescu, Butterworth-Heinemann, Oxford. ISBN 0750621761.
- Galindo, J., Serrano, J.R. e Guardiola, C. 2006. Surge limit definition in a specific test bench for the characterization of automotive turbochargers. Experimental Thermal and Fluid Science, p. 449-462.
- Garigilio, A., Bellerate, E. e Marchese, P. 2004. FUERO WP6 - Specification of Test

- Procedures for Compressor / Expander Units, p. 1–41.
- Guillou, E. 2013. Uncertainty and Measurement Sensitivity of Turbocharger Compressor Gas Stands, Honeywell Turbo Technologies, SAE International.
- Hiereth, H. e Prenninger, P. 2007. Charging the Internal Combustion Engine, 1st Edition, Springer Berlin Heidelberg, Wien, Austria. ISBN 9783211330333
- Jung, M., Ford, R.G. e Collings, N. 2002. Parameterization and Transient Validation of a Variable Geometry Turbocharger for Mean-Value Modeling at Low and Medium Speed-Load Points, Ford Company, SAE International.
- Leufvén, O. 2013. Modeling for control of centrifugal compressors. Tese de Doutorado, Universidade de Linköpings.
- Luján, J.M., Bermúdez, V., Serrano, J.R. e Cervelló, C. 2002. Test Bench for Turbocharger Groups Characterization, U.P. Valencia, SAE International.
- Maschinenbau, V.F. 2004. Experimental investigation and extended simulation of turbocharger non-adiabatic performance, 256 p., Tese de Doutorado, Universidade de Hannover.
- Mrosek, M., Zahn, S. e Isermann, R., 2009. Parameter Estimation for Physical Based Air Path Models of Turbocharged Diesel Engines – An Experience Based Guidance, Institute of Automatic Control, Germany, SAE International.
- Watson, N., Janota, S. 1982. Turbocharging: The Internal Combustion Engine, 1st Edition, John Wiley & Sons. ISBN 9780471870722.