



Projecto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Análise experimental do desempenho de um
turbocompressor em condições reais de operação***

André de Almeida Henriques

Leiria, *Outubro de 2013*



Projecto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Análise experimental do desempenho de um
turbocompressor em condições reais de operação***

André de Almeida Henriques

Dissertação de Mestrado realizada sob a orientação do Doutor Nuno Alexandre Gonçalves Martinho, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria e co-orientação do Doutor Hélder Manuel Ferreira Santos, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, Outubro de 2013

Agradecimentos

O presente estudo retrata o culminar de um percurso académico que decidi escolher. Contudo, tal não seria possível sem a ajuda de algumas pessoas a quem agradeço, particularmente:

Aos meus avós, por todo o carinho, motivação e apoio financeiro que me deram ao longo dos anos, pois sem a ajuda deles não poderia ter concluído mais esta etapa na minha vida.

Ao Professor Doutor Nuno Martinho, como orientador, pelos meios disponibilizados, pela orientação do trabalho e revisão da dissertação.

Ao Professor Doutor Hélder Santos, como coorientador, por todos os conhecimentos que me transmitiu, paciência para comigo nalguns momentos, pela sempre pronta disponibilidade, revisão da dissertação e amizade.

Ao Eng.º Nuno Pires, responsável pelo laboratório de Engenharia Automóvel, pela ajuda na parte experimental a nível de calibração e preparação da montagem experimental, pela perseverança e disponibilidade na resolução dos imprevistos surgidos.

À Tatiana pelo amor, pela compreensão, pelo apoio e pela perseverança perante a distância e o tempo escasso que lhe dediquei.

Aos meus amigos que me apoiaram e com quem pude sempre contar ao longo de todo este projeto.

Por fim, agradeço ao veículo de ensaios pela fiabilidade e resistência que demonstrou durante os longos e duros ensaios experimentais a que foi submetido.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Resumo

No presente estudo é apresentado o desenvolvimento de uma montagem experimental para analisar o desempenho de um turbocompressor, quando este é sujeito a condições reais de funcionamento impostas por um Motor de Combustão Interna (MCI).

Através da revisão bibliográfica foi possível identificar e estudar trabalhos já existentes, que tinham em comum o desenvolvimento de uma montagem experimental para turbocompressores. Esta permitiu ainda a identificação dos parâmetros necessários à caracterização do funcionamento do turbocompressor em estudo, como é o caso dos mapas de operação do compressor e da turbina.

Depois do desenvolvimento da montagem experimental, esta foi aplicada no veículo de ensaios, presente no banco de ensaio de potência. A aquisição dos parâmetros de funcionamento do turbocompressor foi feita com recurso a diversos sensores e a um programa de aquisição de dados. A realização dos ensaios experimentais foi executada com base numa matriz constituída por 60 condições de funcionamento, correspondentes a diferentes valores de velocidade de rotação (N) e carga (Pressão Média Efetiva – PME) do MCI.

Através da análise de incertezas experimentais foi possível quantificar a incerteza das variáveis medidas e identificar a influência das variáveis medidas nas variáveis calculadas. Além disso, possibilita ainda verificar quais são as variáveis medidas que mais contribuem para a incerteza experimental das variáveis calculadas.

A partir da análise dos resultados foi verificado que estes estão dentro do esperado. Além disso, possibilita a visualização dos pontos de funcionamento do MCI através da realização do turbomatching.

Palavras-chave: *Turbocompressor; Mapas de operação; Medidas experimentais; Incertezas experimentais; Turbomatching.*

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

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.

Through the literature review was possible to identify and study existing works which had in common the development of an experimental setup for turbochargers. This also allowed the identification of parameters needed to characterize the operation of the turbocharger under study such as the maps of operation of the compressor and the turbine.

After the development of the experimental setup this systems was implemented in a test vehicle tests 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 based on a matrix made 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 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.

Key-Words: *Turbocharger; Operating maps; Experimental measurements; Experimental uncertainties; Turbomatching.*

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice

Agradecimentos	I
Resumo	III
Abstract	V
Índice.....	VII
Índice de Figuras	XI
Índice de Tabelas	XVII
Nomenclatura.....	XXI
1. Introdução	1
1.1 Contexto e Motivação	1
1.2 Objetivos.....	2
1.3 Estrutura do relatório	2
2. Fundamentos e Revisão Bibliográfica	3
2.1 Enquadramento	3
2.2 Turbocompressores	5
2.2.1 Descrição do turbocompressor.....	6
2.2.2 Métodos de controlo do turbocompressor.....	15
2.3 Mapa de operação do turbocompressor	18
2.3.1 Representação adimensional das características de um compressor e de uma turbina.....	19
2.3.2 Mapa do compressor centrífugo.....	20
2.3.3 Mapa da turbina	26
2.4 Turbomatching.....	28
2.5 Trabalhos relacionados	30
3. Montagem Experimental.....	33
3.1 Introdução	33
3.2 Veículo de ensaios	33
3.3 Turbocompressor	34
3.4 Montagem experimental	35
3.4.1 Normas	36
3.5 Aquisição e tratamento de dados	40

3.5.1	Medição da pressão estática do ar de admissão e dos gases de escape	40
3.5.2	Medição da temperatura do ar de admissão e dos gases de escape	45
3.5.3	Medição do caudal mássico de ar	47
3.5.4	Medição da velocidade de rotação do Turbocompressor.....	49
3.5.5	Medição do valor de Lambda, λ dos gases de escape.....	51
3.6	Aquisição de dados.....	51
3.6.1	Instalação elétrica	52
3.6.2	Programa de aquisição e tratamento de dados.....	53
3.7	Medição da potência do veículo	55
3.8	Metodologia experimental.....	56
3.8.1	Definição dos parâmetros de medida.....	56
3.8.2	Condições experimentais	56
3.8.3	Banco de ensaio de potência.....	57
4.	Análise de Incertezas Experimentais	61
4.1	Introdução.....	61
4.2	Incertezas experimentais.....	61
4.2.1	Tratamento dos dados adquiridos pelos vários sensores	61
4.2.2	Incertezas experimentais dos resultados obtidos para as variáveis calculadas	62
4.2.3	Sumário.....	70
5.	Apresentação e Análise de Resultados	73
5.1	Introdução.....	73
5.2	Apresentação de outros dados adquiridos	73
5.3	Caracterização experimental do compressor	74
5.3.1	Análise e discussão de resultados	74
5.3.2	Visualização de resultados no mapa de operação do compressor	85
5.4	Caracterização experimental da turbina	88
5.4.1	Análise e discussão de resultados	88
5.4.2	Visualização de resultados no mapa de operação de turbina.....	96
6.	Conclusões	101
6.1	Trabalhos Futuros	102
7.	Bibliografia.....	103
8.	Anexos.....	109
	ANEXO I : Calibração dos sensores de pressão e de temperatura.....	110
	ANEXO II : Aspectos importantes na montagem dos sensores de pressão.....	114
	ANEXO III : Características e funcionamento do fluxómetro.....	115

ANEXO IV : Aspectos importantes na montagem do sensor de velocidade de rotação do turbocompressor.....	118
ANEXO V : “Pin out” da cablagem da montagem experimental.....	119
ANEXO VI : Resultados do testes de potência efetuados ao veículo de ensaios.....	120
ANEXO VII : Análise de resultados obtidos para incerteza experimental.....	121
ANEXO VIII : Análise e discussão do problema ocorrido no ensaio experimental do ponto de operação ($N = 4000$ rpm e $PME = 8$ bar).....	125
ANEXO IX : Exemplo da aplicação do conceito de estagnação no cálculo da temperatura adiabática $T2, ad.$	127
ANEXO X : Metodologia de cálculo para os parâmetros C_{pg} , C_{vg} e γ_g	128
ANEXO XI : Metodologia de cálculo para o parâmetro R_{pg}	129

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice de Figuras

Figura 2.1: Apresentação dos diferentes métodos de sobrealimentação de MCI.	3
Figura 2.2: Disposição típica entre um compressor volumétrico e o MCI (Maschinenbau, 2004).	4
Figura 2.3: Disposição típica entre um turbocompressor e o MCI (Maschinenbau, 2004).	4
Figura 2.4: Disposição típica entre um compressor Comprex e o MCI (Hiereth & Prenninger, 2007).	5
Figura 2.5: Componentes que constituem um turbocompressor (Leufvén, 2010).	6
Figura 2.6: Princípio de operação do compressor centrífugo radial, adaptado de (Heisler, 1995).	7
Figura 2.7: Diagrama entalpia-entropia de um compressor centrífugo radial (Heywood, 1988). .	7
Figura 2.8: Diagramas dos triângulos de velocidade à entrada (1) e à saída (2) do rotor ou impulsor de um compressor radial (Heywood, 1988).	9
Figura 2.9: Princípio de operação da turbina radial, adaptado de (Heisler, 1995).	10
Figura 2.10: Diagrama entalpia-entropia de uma turbina radial (Payry et al., 1996).	11
Figura 2.11: Triângulo de velocidades de uma turbina radial (Heywood, 1988).	11
Figura 2.12: Tipo de configuração usada em turbocompressor de pulso constante (Figueiredo, 2013).	12
Figura 2.13: Tipo de configuração usada em turbocompressor de pressão constante (Figueiredo, 2013).	12
Figura 2.14: Exemplo das principais dimensões presentes numa voluta. a) Método de medição da relação A/R, (Bell, 1997). b) O ângulo de entrada α e a espessura X da lâmina do rotor (Hiereth & Prenninger, 2007).	13
Figura 2.15: Representação dos diâmetros de entrada e saída dos rotores da turbina e do compressor, adaptado de (Honeywell, 2013).	14
Figura 2.16: Influência nas linhas de “surge” e “choke”, provocadas pela utilização de rotores com diferentes tipos de <i>Trim</i> (Challen & Baranescu, 1999).	14
Figura 2.17: a) Turbocompressor com <i>wastegate</i> (geometria fixa). b) Turbocompressor com geometria variável (Leufvén, 2013).	15
Figura 2.18: Componentes que constituem uma <i>wastegate</i> , incluindo o atuador pneumático (Heisler, 1995).	16
Figura 2.19: Evolução da pressão com a abertura e fecho da <i>wastegate</i> na gama de rotação do MCI (Heisler, 1995).	16
Figura 2.20: Princípio de funcionamento da geometria variável numa turbina radial. a) Posição das alhetas aberta. b) Posição das alhetas fechada (Maschinenbau, 2004).	17

Figura 2.21: Mapa de operação de uma turbina de geometria variável (VGT) (Challen & Baranescu, 1999).....	18
Figura 2.22: Exemplo de um mapa de operação para o compressor (Guillou, 2013).....	22
Figura 2.23: Mapa de operação do compressor centrífugo assinalado com as três diferentes regiões de funcionamento (Leufvén, 2013).....	23
Figura 2.24: Trajetória realizada pelo ponto de operação do compressor durante a ocorrência de <i>surge</i> (Constantine D. Rakopoulos & Giakoumis, 2009).....	24
Figura 2.25: Flutuações nos valores de pressão e caudal mássico, resultantes de uma situação de ocorrência de <i>surge</i> (Andersen, Lindström, & Westin, 2008; Galindo, Arnau, Tiseira, & Piqueras, 2010).....	24
Figura 2.26: Visualização da margem de <i>surge</i> , através da realização do <i>turbomatching</i> (Challen & Baranescu, 1999).....	25
Figura 2.27: Exemplo de uma voluta do compressor, com o local de aplicação de uma válvula de prevenção de <i>surge</i> (Leufvén, 2013).....	25
Figura 2.28: Localização da região de <i>Choke</i> , no mapa do compressor (Helvoirt, 2007).....	26
Figura 2.29: Exemplo de um mapa de operação de uma turbina (Challen & Baranescu, 1999).....	28
Figura 2.30: Mapa de operação da turbina, apresentação alternativa (Heywood, 1988).....	28
Figura 2.31: Turbomatching - sobreposição no mapa de operação do compressor dos pontos de operação do MCI (Challen & Baranescu, 1999).....	29
Figura 2.32: Comparação do efeito provocado pelo uso de turbinas com tamanhos diferentes no mapa do compressor (Challen & Baranescu, 1999).....	29
Figura 3.1: Veículo de ensaios utilizado no presente estudo, Renault Laguna 1.9 dTi.....	33
Figura 3.2: Turbocompressor GT1544S, da marca <i>Garrett</i> (GT1544s, 2012).....	34
Figura 3.3: Dimensionamento da montagem experimental realizada.....	37
Figura 3.4: Representação esquemática da montagem experimental realizada.....	38
Figura 3.5: Montagem experimental seccionada: a) Secção A - Condução pré-compressão; b) Secção B - Condução pós-compressão; c) Secção C - Condução pré-expansão; d) Secção D - Condução pós-expansão.....	40
Figura 3.6: Esquema de medição da pressão estática (Garigilio et al., 2004).....	41
Figura 3.7: Corpo do sensor de pressão <i>Freescale</i> MPX4250AP (<i>Freescale</i> MPX4250A, 2012).....	42
Figura 3.8: Curva característica e respetiva função de transferência do sensor de pressão (<i>Freescale</i> MPX4250A, 2012).....	43
Figura 3.9: Sensor de pressão <i>Kistler</i> 4045A2 (Kistler, 2005).....	43
Figura 3.10: Ponte de <i>Wheatstone</i> (Atkins, 2009).....	44
Figura 3.11: Amplificador <i>Kistler</i> 4218A2.....	44
Figura 3.12: Adaptador de refrigeração <i>Kistler</i> 7511, para os sensores de pressão <i>Kistler</i>	45
Figura 3.13: Desenho técnico do termopar tipo K utilizado (Correge, 2012).....	45
Figura 3.14: Esquema do funcionamento do termopar tipo K (Benedict, 1984).....	46

Figura 3.15: Metodologia de instalação do termopar, segundo a referência (Galindo et al., 2006).	47
Figura 3.16: Sensor de massa de ar, MAF.	47
Figura 3.17: Sensor de velocidade de rotação da <i>Garrett</i> .	49
Figura 3.18: Montagem do sensor de velocidade de rotação do turbocompressor. a) Vista exterior da tampa do compressor com o furo realizado. b) Vista interior da tampa com o furo realizado. c) Sensor montado no turbocompressor.	50
Figura 3.19: Sensor PLM-MoTec.	51
Figura 3.20: Composição de um sistema de aquisição de dados (National Instruments, 2013).	51
Figura 3.21: Placa de aquisição de sinais, NI PCI-6225.	52
Figura 3.22: Placa de acondicionamento de sinal, NI SCC 68.	52
Figura 3.23: Separação da cablagem em dois grupos: Grupo A - fios de ligação de todos os termopares utilizados; Grupo B - fios de ligação dos restantes sensores utilizados.	53
Figura 3.24: Diagrama de blocos, criado no <i>LabVIEW^R</i> .	53
Figura 3.25: Exemplo de “ <i>script</i> ” de visualização em tempo real dos dados adquiridos no <i>LabVIEW^R</i> .	55
Figura 3.26: Banco de ensaio de potência e veículo de testes.	55
Figura 3.27: Matriz das condições de operação do MCI (60 pontos) com indicação da linha de <i>PME</i> máximo.	57
Figura 4.1: Variação da incerteza experimental de $\Delta T_{2, ad}$ com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (<i>PME</i>) do MCI.	64
Figura 4.2: Variação da incerteza experimental de $\Delta \eta_C$ com a velocidade de rotação para as diferentes condições de carga (<i>PME</i>) do MCI.	66
Figura 4.3: Variação da incerteza de Δw_C com a velocidade de rotação para diferentes condições de carga (<i>PME</i>) do MCI.	68
Figura 4.4: Variação da incerteza experimental de ΔPC com a velocidade de rotação para diferentes condições de carga (<i>PME</i>) do MCI.	70
Figura 4.5: Variação das incertezas experimentais das variáveis calculadas ($\Delta T_{2, ad}$; $\Delta \eta_C$; ΔPC ; Δw_C ; $\Delta T_{4, ad}$ e $\Delta \eta_T$) em função das variáveis medidas (ΔT_1 ; ΔP_1 ; ΔT_2 ; ΔP_2 ; $\Delta m_{ar, r}$; ΔT_3 ; ΔP_3 ; ΔT_4 e ΔP_4). Escala de influência qualitativa da variável medida na variável calculada: - não dependente; + insignificante; ++ pouco importante; +++ importante; ++++ muito importante.	70
Figura 4.6: Variação das incertezas experimentais das variáveis calculadas ($\Delta \eta_C$; ΔPC e $\Delta \eta_T$) em função das variáveis calculadas ($\Delta T_{2, ad}$; $\Delta \eta_C$; ΔPC ; Δw_C ; $\Delta T_{4, ad}$ e $\Delta \eta_T$). Escala de influência qualitativa da variável medida na variável calculada: - não dependente; + insignificante; ++ pouco importante; +++ importante; ++++ muito importante.	71
Figura 5.1: Aquisição dos valores de força de tração e velocidade de rotação dos rolos do banco de ensaio de potência para uma velocidade de rotação de $N = 4250$ rpm com variação da carga <i>PME</i> desde os 2 até 10 bar.	74

Figura 5.2: Variação da velocidade de rotação do turbocompressor (NTC) com a velocidade de rotação N para diferentes condições de carga PME.	75
Figura 5.3: Variação do caudal mássico de ar \dot{m}_r com a velocidade de rotação N para diferentes condições de carga PME.	75
Figura 5.4: Variação da pressão à entrada do compressor (P_1) com a velocidade de rotação N para diferentes condições de carga PME.	75
Figura 5.5: Variação da pressão à saída do compressor (P_2) com a velocidade de rotação N para diferentes condições de carga PME.	75
Figura 5.6: Variação da temperatura à entrada do compressor (T_1) com a velocidade de rotação N para diferentes condições de carga PME.	75
Figura 5.7: Variação da temperatura à saída do compressor (T_2) com a velocidade de rotação N para diferentes condições de carga PME.	75
Figura 5.8: a) Variação da temperatura adiabática (T_2, ad) com o caudal mássico de ar corrigido $\dot{m}_{r,c}$ para várias condições de carga PME. b) Variação da incerteza experimental de $\Delta T_2, ad$ para os ensaios experimentais realizados, com PME = 2 e 8 bar.	80
Figura 5.9: a) Variação do rendimento do compressor η_C com o caudal mássico de ar corrigido $\dot{m}_{r,c}$ para várias condições de carga PME. b) Variação da incerteza experimental de $\Delta \eta_C$ para os ensaios experimentais realizados, com PME = 2 e 8 bar.	81
Figura 5.10: Variação da potência do compressor P_C com o caudal mássico de ar corrigido $\dot{m}_{r,c}$ para várias condições de carga PME. b) Variação da incerteza experimental de ΔP_C para os ensaios experimentais realizados, com PME = 2 e 8 bar.	82
Figura 5.11: Diagramas $P-v$, referentes aos processos de compressão do ar: isotérmico, isentrópico e real, calculados para diferentes condições de carga PME: a) PME = 2 bar; b) PME = 10 bar.	84
Figura 5.12: Variação das propriedades do ar consoante o processo de compressão para todos os pontos de operação ensaiados.	85
Figura 5.13: Variação da relação de pressão P_2/P_1 com o aumento do caudal mássico de ar corrigido $\dot{m}_{r,c}$, para diferentes condições de carga PME.	86
Figura 5.14: Variação da relação de pressão P_2/P_1 com o aumento do caudal mássico de ar corrigido $\dot{m}_{r,c}$, para diferentes velocidades de rotação N	86
Figura 5.15: Representação dos pontos da matriz de condições experimentais no mapa de operação do compressor disponibilizado pelo fabricante. Estimativa da evolução da linha de operação <i>WOT</i> (PME máxima) com o aumento da velocidade de rotação N do MCI.	87
Figura 5.16: Variação da pressão à entrada da turbina (P_3) com a velocidade de rotação N para diferentes condições de carga PME.	90
Figura 5.17: Variação da pressão à saída da turbina (P_4) com a velocidade de rotação N para diferentes condições de carga PME.	90
A Figura 5.18: Variação da temperatura à entrada da turbina (T_4) com a velocidade de rotação N para diferentes condições de carga PME.	90
Figura 5.19: Variação da temperatura à saída da turbina (T_4) com a velocidade de rotação N para diferentes condições de carga PME.	90

Figura 5.20: Variação do coeficiente de excesso de ar (λ) com a velocidade de rotação N para diferentes condições de carga PME.....	91
Figura 5.21: a) Variação da temperatura adiabática ($T_{4, ad}$) com a velocidade de rotação N para várias condições de carga PME. b) Variação da incerteza experimental de $\Delta T_{4, ad}$ para os ensaios experimentais realizados, com PME = 2 a 8 bar.	93
Figura 5.22: a) Variação do rendimento da turbina η_T com velocidade de rotação N para várias condições de carga PME. b) Variação da incerteza experimental de $\Delta \eta_T$ para os ensaios experimentais realizados, com PME = 2 e 8 bar.	94
Figura 5.23: Variação do trabalho específico w_T com a velocidade de rotação N para várias condições de carga PME.	96
Figura 5.24: Variação de caudal mássico de gases de escape corrigido $m_{g, c}$ com o aumento da relação de pressão P_3/P_4 , para diferentes condições de carga PME.	97
Figura 5.25: Mapa de operação da turbina, cedido pelo fabricante Garrett (GT1544s, 2012). ...	97
Figura 5.26: Sobreposição realizada entre os valores obtidos experimentalmente em cima do mapa de operação da turbina cedido pelo fabricante.	97
Figura 5.27: Seleção aleatória dos pontos de operação da turbina, para determinar a linha de tendência e a respetiva equação.	98
Figura 5.28: Visualização dos resultados obtidos para o parâmetro m_T	98
Figura 5.29: Variação dos valores de m_{WG} , com a velocidade de rotação N para diferentes condições de carga PME.	100
Figura 8.1: Certificado de calibração do sensor de pressão <i>Kistler 4045A2V64</i>	110
Figura 8.2: Certificado de calibração do sensor de pressão <i>Kistler 4045A5V64</i>	111
Figura 8.3: Funções de transferência dos respetivos sensores de pressão.	111
Figura 8.4: Diferença percentual entre o sensor de referência P_4 e os restantes sensores de pressão P_1, P_2 e P_3	112
Figura 8.5: Localização na montagem experimental do ponto de fixação dos dois sensores <i>Freescall MPX4250AP</i>	114
Figura 8.6: Esquema em corte do funcionamento do fluxómetro <i>SuperFlow SF-120</i> (Pereira, 2011).	115
Figura 8.7: Método de regulação do caudal de ar.	115
Figura 8.8: Fluxómetro com a instalação da conduta secção A- Pré-compressão.	115
Figura 8.9: Exemplo de visualização do painel de medição do <i>software</i> de aquisição de dados do fluxómetro utilizado, denominado “ <i>Performance Trends – Port Flow Analyzer</i> ”.	116
Figura 8.10: Comparação entre as várias linhas de tendência realizadas a partir dos pontos determinados no fluxómetro.	117
Figura 8.11: Comparação entre as várias funções de transferência criadas a partir das linhas de tendência realizadas.	117
Figura 8.12: Desenho técnico da instalação do sensor de velocidade de rotação do turbocompressor (Speed sensor Garrett, 2012).	118

Figura 8.13: “Pin out” de todas as ligações elétricas existentes na montagem experiemntal do presente estudo.	119
Figura 8.14: Compilação dos diferentes testes de potência de perdas realizados ao veículo de ensaios.	120
Figura 8.15: Variação da incerteza experimental de $\Delta T_{4,ad}$ com a velocidade de rotação para diferentes condições de carga (<i>PME</i>) do MCI.	122
Figura 8.16: Variação da incerteza de $\Delta \eta_T$ com a velocidade de rotação para diferentes condições de carga (<i>PME</i>) do MCI.	124
Figura 8.17: Variação dos valores das variáveis (velocidades dos rolos [km/h], Força [N], caudal mássico de ar [kg/s] e TPS [%]) com a duração total de cada ensaio experimental, para o ponto de operação $N = 4000$ rpm.	125
Figura 8.18: Identificação e consequências do problema ocorrido no ponto de operação $N = 4000$ rpm e $PME = 8$ bar.	126
Figura 8.19: Comparação de resultados obtidos para o cálculo da temperatura adiabática T_{2ad} e os resultados obtidos para o cálculo da temperatura de estгнаção adiabática T_{02ad}	127

Índice de Tabelas

Tabela 2.1: Resumo de vantagens e desvantagens do uso dos turbocompressores.	6
Tabela 2.2: Resumo de vantagens, desvantagens e aplicações dos turbocompressores de pulsos constantes (Challen & Baranescu 1999; Atkins 2009).	12
Tabela 2.3: Resumo de vantagens, desvantagens e aplicações dos turbocompressores de pressão constante (Challen & Baranescu 1999; Atkins 2009).	13
Tabela 2.4: Resumo das consequências provocadas pela variação da relação A/R, nas diferentes volutas.	14
Tabela 2.5: Possibilidades do uso de geometria variável nos turbocompressores (Maschinenbau 2004).	17
Tabela 2.6: Resumo das diferentes características existentes em montagem experimentais para uso de turbocompressores.	30
Tabela 2.7: Resumo da comparação de características entre as diferentes montagens experimentais para teste de turbocompressores, adaptada de (Galindo et al. 2006).	31
Tabela 3.1: Características principais do veículo de ensaios Renault Laguna 1.9 dTi (AUTODATA 2004).	34
Tabela 3.2: Características técnicas do turbocompressor GT1544S (GT1544s 2012).	34
Tabela 3.3: Apresentação das variáveis medidas.	36
Tabela 3.4: Tabela comparativa de distâncias entre a localização dos sensores e o turbocompressor nas várias montagens experimentais consultadas.	36
Tabela 3.5: Descrição dos componentes constituintes da montagem experimental realizada.	39
Tabela 3.6: Sensores utilizados para medição da pressão estática do ar de admissão e dos gases de escape e respetiva gama de medição.	41
Tabela 3.7: Características dos sensores de pressão <i>Freescale MPX4250AP</i> (Freescale MPX4250A 2012).	42
Tabela 3.8: Características dos sensores de pressão <i>Kistler 4045A2V64</i> e <i>4045A5V64</i> (Kistler 2005).	44
Tabela 3.9: Características dos amplificadores (Kistler 2005).	44
Tabela 3.10: Sensores utilizados para medição da temperatura do ar de admissão e dos gases de escape (Correge 2012).	45
Tabela 3.11: Características dos termopares tipo K (Correge 2012).	46
Tabela 3.12: Características do sensor de massa de ar, MAF (Bosch HFM 2 2012).	48
Tabela 3.13: Valores de caudal volúmico utilizados na determinação da função de transferência do sensor MAF.	49

Tabela 3.14: Características do sensor de velocidade de rotação turbocompressor (Speed sensor Garrett 2012).	49
Tabela 3.15: Características principais do sensor PLM-MoTec (MoTeC PLM 2012).	51
Tabela 3.16: Características da placa de aquisição de dados utilizada (NI_PCI-6225 2012).	52
Tabela 3.17: Resumo dos parâmetros definidos e selecionados no módulo da aquisição de dados.	54
Tabela 3.18: Características do banco de ensaio de potência (Dynamometer 2000).	55
Tabela 3.19: Tipos de teste realizados pelo banco de ensaio de potência.	58
Tabela 3.20: Comparação entre o valor de potência de perdas e a velocidade do veículo em cada mudança da caixa de velocidades.	58
Tabela 3.21: Velocidade do veículo para cada velocidade de rotação N e a respetiva data de realização dos ensaios experimentais. Valores de temperatura e pressão ambientes no Laboratório EAUTO nos dias de ensaios experimentais.	59
Tabela 3.22: Definição da duração temporal dos testes experimentais.	60
Tabela 4.1: Incerteza experimental da variável dependente, $\pm\Delta T2$, <i>ad</i> .	63
Tabela 4.2: Incerteza experimental da variável dependente, $\pm\Delta\eta C$.	65
Tabela 4.3: Incerteza experimental da variável dependente, $\pm\Delta wC$.	67
Tabela 4.4: Incerteza experimental da variável dependente, $\pm\Delta PC$.	69
Tabela 5.1: Variáveis recolhidas externamente ao sistema de aquisição realizado.	73
Tabela 5.2: Variação dos valores das variáveis ($mar, r; P1; T1; NTC; T2; e P2$) com o aumento da velocidade de rotação (N), para uma condição de carga $PME = 10$ bar constante.	77
Tabela 5.3: Variação dos valores das variáveis ($mar, r; P1; T1; NTC; T2; e P2$) com o aumento da carga (PME) para diversas velocidades de rotação $N = 3750, 4000$ e 4250 rpm.	78
Tabela 5.4: Resultados obtidos para os seguintes parâmetros: relação de pressão ($P2P1$); caudal mássico de ar corrigido mar, r, c ; temperatura adiabática $T2, ad$; rendimento do compressor ηC ; velocidade de rotação do compressor corrigida NC, c ; trabalho específico do compressor wC e a potência do compressor PC em função do aumento da velocidade de rotação N do MCI para uma carga $PME = 10$ bar.	79
Tabela 5.5: Variação dos valores das variáveis ($P3; T3; \lambda; T4; e P4$) com o aumento da velocidade de rotação (N), para uma condição de carga $PME = 10$ bar constante.	88
Tabela 5.6: Resultados obtidos para os seguintes parâmetros: relação de pressão ($P3P4$); caudal mássico de gases de escape corrigido mg, c ; temperatura adiabática $T4, ad$; rendimento da turbina ηT ; <i>turbine speed parameter</i> TSP e trabalho específico da turbina wT em função do aumento da velocidade de rotação N do MCI para uma carga $PME = 8$ bar.	92
Tabela 5.7: Resultados obtidos para os seguintes parâmetros: caudal mássico de gases de escape corrigido mg, c ; caudal mássico de gases de escape na turbina mT, c e caudal mássico de gases de escape na <i>wastegate</i> mWG, c em função do aumento da velocidade de rotação N do MCI para uma carga $PME = 10$ bar.	99

Tabela 8.1: Comparação entre os valores de resolução de cada sensor utilizado.	110
Tabela 8.2: Valores dos <i>offsets</i> adicionados ou subtraídos em cada sensor de pressão utilizado.	112
Tabela 8.3: Valores dos incrementos adicionados ou subtraídos em cada termopar utilizado. .	113
Tabela 8.4: Características do fluxómetro (SuperFlow 1996).	116
Tabela 8.5: Características do programa de aquisição (Performance Trends 1999).	116
Tabela 8.6: Incerteza experimental da variável dependente, $\pm\Delta T_4$, <i>ad</i>	122
Tabela 8.7: Incerteza experimental da variável dependente, $\pm\Delta\eta T$	123
Tabela 8.8: Coeficientes necessário ao cálculo do parâmetro <i>Cp médio</i>	128
Tabela 8.9: Resultados obtidos para o <i>Cp médio</i> das diferentes moléculas.	128
Tabela 8.10: Exemplo de alguns resultados obtidos para os parâmetros <i>Cpg</i> , <i>Cvg</i> e γg	128
Tabela 8.11: Definição do nº de átomos existente em cada elemento que constitui o combustível $C_{12}H_{26}$	129
Tabela 8.12: Número de moles obtido para os reagentes e produtos de reação em função da velocidade de rotação e do respetivo valor de λ	130
Tabela 8.13: Valores de <i>Mkg/kmol</i> para cada espécie química presente na constituição dos gases de escape referência bibliográfica (Pulkrabek 2004).	130
Tabela 8.14: Exemplo de resultados obtidos para o parâmetro <i>Rpgk</i> /kg.K em cada ponto de operação do MCI.	131

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Nomenclatura

Letras Romanas

A	Área [m ²]
c	Velocidade absoluta do fluido [–]
C_p	Calor específico a pressão constante [J/kg. K]
C_v	Calor específico a volume constante [J/kg. K]
d	Diâmetro [m]
h	Entalpia específica [J/kg]
m	Massa [kg]
\dot{m}	Caudal mássico
M	Número de <i>Mach</i> [–] Massa molecular [mol/kg]
n	Número de moles [mol] Expoente politrópico [–] Velocidade de rotação do MCI [rpm]
n_R	Número de revoluções da cambota
N	Velocidade de rotação do MCI [rpm] Velocidade de rotação do turbocompressor [krpm]
P	Pressão [Pa] Potência [W]
r	Raio [m]
r_c	Relação de compressão do MCI [–]
R	Constante universal dos gases ideais [J/mol. K]
Re	Número de <i>Reynolds</i> [–]
R_p	Constante particular do gás [J/kg. K]
s	Entropia específica [J/kg. K]
t	Tempo [s]
T	Temperatura [K] Binário [N. m]
u	Velocidade tangencial do fluido [m/s]
v	Velocidade [m/s]
V	Volume [m ³]
w	Velocidade relativa do fluido [m/s] Trabalho específico [J/kg]
W	Trabalho [J]

Símbolos Gregos

α	Ângulo [°]
β	Ângulo [rad]
γ	Relação entre as capacidades caloríficas: C_p/C_v [–]
Δ	Variações / Diferença [–]
η	Rendimento/Eficiência [%]
λ	Lambda / Coeficiente de excesso de ar [–]
μ	Viscosidade dinâmica [[N.s/m ²]]
Π	Relação de pressão [–]
ρ	Massa volúmica [kg/m ³]
ν	Viscosidade cinemática: μ/c [m ² /s ²]
\emptyset	Diâmetro [m ²]
ω	Velocidade angular [rad/s]

Índices

<i>ad</i>	Processo isentrópico (adiabático + reversível)
<i>ar</i>	Fluxo de ar
<i>c</i>	Valor do parâmetro corrigido
<i>C</i>	Compressor
<i>col</i>	Local de medição – coletor de escape
<i>f</i>	Fuel / Combustível
<i>g</i>	Fluxo de gases de escape
<i>In</i>	Local de medição – exatamente à entrada da turbina
<i>Out</i>	Local de medição – exatamente à saída da turbina
<i>ref</i>	Valor de referência
<i>s</i>	Estequiométrico
<i>T</i>	Turbina
<i>TC</i>	Turbocompressor
<i>V</i>	Varrido
<i>WG</i>	<i>Wastegate</i>
0	Conceito de estagnação
1	Local de medição – antes do compressor
2	Local de medição – depois do compressor
3	Local de medição – antes da turbina
4	Local de medição – depois da da turbina

Abreviaturas

<i>A/F</i>	Relação ar/combustível
<i>A/R</i>	Relação geométrica entre a área e o raio
<i>BMEP</i>	<i>Brake Mean Effective Pressure</i>
<i>FMEP</i>	<i>Frition Mean Effective Pressure</i>

<i>MAF</i>	<i>Mass air flow</i>
<i>MCI</i>	Motor de combustão interna
<i>PME</i>	Pressão média efectiva
<i>TFP</i>	<i>Turbine flow parameter</i>
<i>TFS</i>	<i>Throttle position sensor</i>
<i>TSP</i>	<i>Turbine speed parameter</i>
<i>VGT</i>	<i>Variable geometry turbine</i>

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

1. Introdução

1.1 Contexto e Motivação

O presente trabalho dedica-se ao estudo e caracterização do funcionamento de turbocompressores usados em veículos automóveis.

As máquinas (sobre alimentadores) usadas para a sobrealimentação de motores de combustão interna (MCI) podem dividir-se em dois grandes grupos: os compressores volumétricos e os compressores dinâmicos. O turbocompressores incluem-se neste último grupo.

Os turbocompressores retiram parte da energia presente no escoamento dos gases de escape, com recurso a uma turbina, adicionando parte desta mesma energia ao ar de admissão do MCI através do impulsor (compressor). A transferência de energia entre a turbina e o compressor é efetuada através de um veio que os une. Esta adição de energia vai permitir o aumento de densidade do ar admitido que, proporcionalmente, vai possibilitar um aumento do caudal mássico de combustível admitido pelo MCI. Estes aumentos traduzem-se num aumento de potência e binário do MCI.

A utilização de turbocompressores é muito comum, não só devido às suas vantagens de aumento de potência e binário, mas também devido ao facto de este ser um componente necessário na implementação das técnicas de *downsizing* (redução de cilindrada e correspondente peso específico com as respetivas consequências no funcionamento) dos MCI. Entre outras, estas técnicas são hoje utilizadas pelos fabricantes automóveis para cumprir os requisitos impostos pelas normas de redução de emissões de poluentes.

O presente estudo tem 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.

1.2 Objetivos

Os principais objetivos deste trabalho são:

1. Desenvolvimento de uma montagem experimental para o estudo e caracterização do funcionamento de um turbocompressor em condições reais de operação, através de testes em banco de ensaio para veículos;
2. Análise de incertezas dos parâmetros estudados para um conjunto alargado de condições de operação do veículo, correspondentes a diferentes valores de velocidade de rotação (N) e carga (Pressão Média Efetiva - PME);
3. Obtenção dos pontos de funcionamento do MCI no mapa de operação do compressor, processo denominado de *turbomatching*.

1.3 Estrutura do relatório

O presente relatório está organizado em seis capítulos. No presente capítulo introduz-se o contexto e motivação, apresentam-se os principais objetivos e resumem-se as contribuições mais significativas do presente trabalho.

O capítulo 2 apresenta os fundamentos e a revisão bibliográfica, introduzindo os conhecimentos científicos necessários à compreensão do presente estudo e referenciando trabalhos realizados nesta área.

No capítulo 3 é descrita a montagem experimental. Para além da descrição das características dos equipamentos e sensores utilizados, é aqui igualmente apresentado o modo como se realizaram os ensaios experimentais e o modo como se estabeleceram as respetivas condições de ensaio.

Na sequência do terceiro capítulo, o capítulo 4 apresenta a metodologia utilizada na determinação da incerteza experimental dos parâmetros medidos e calculados para a caracterização do turbocompressor.

Os resultados adquiridos e calculados são apresentados e discutidos no capítulo 5.

Finalmente, no capítulo 6, resumem-se as conclusões deste trabalho e apresentam-se propostas para trabalhos futuros.

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 da potência produzida pelo MCI.

A sobrealimentação em MCI foi introduzida pelos engenheiros mecânicos Gottlieb Daimler (1834-1900) e Rudolf Diesel (1858-1913). Gottlieb Daimler realizou a primeira sobrealimentação do MCI a gasolina (patente DRP 34926 obtida no ano de 1885). Por sua vez, no ano de 1894, Rudolf Diesel criou o primeiro MCI Diesel sobrealimentado (patente DRP 95680) (Hiereth & Prenninger, 2007).

A Figura 2.1 apresenta os principais métodos de sobrealimentação utilizados em MCI atuais. Conforme atrás referido, estes podem dividir-se em dois grupos principais: os compressores volumétricos e os compressores dinâmicos (turbocompressores). Para além destes, existem os sobre alimentadores, pouco usados, do tipo *Complex*. Não os considerando incluídos nos compressores volumétricos, poderão ser considerados como um terceiro tipo de sobre alimentadores que, para comprimir os gases de admissão, usa a energia dos gases de escape e a diferença de pressão destes, quando colocados em contacto com os gases de admissão num conjunto de canais de um tambor rotativo (conforme ilustrado na Figura 2.4).

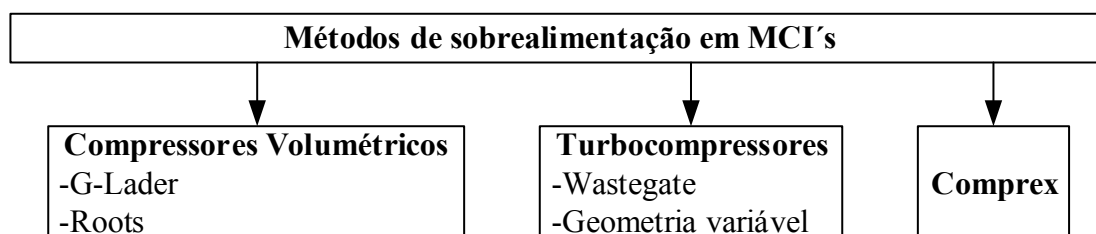


Figura 2.1: Apresentação dos diferentes métodos de sobrealimentação de MCI.

Nos compressores volumétricos (ou de deslocamento positivo) o acionamento é tipicamente efetuado através de um sistema de transmissão acoplado à cambota do MCI.

Assim, a velocidade de rotação dos compressores volumétricos está diretamente relacionada com a velocidade de rotação do MCI. A Figura 2.2 apresenta a disposição típica entre um compressor volumétrico e o MCI.

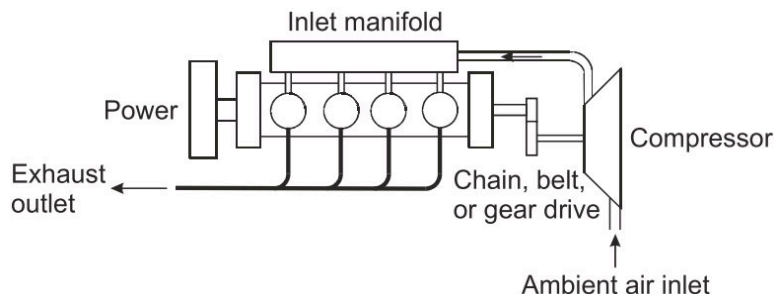


Figura 2.2: Disposição típica entre um compressor volumétrico e o MCI (Maschinenbau, 2004).

Atualmente, os turbocompressores são o método 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. É importante notar, que 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.

Assim sendo, em condições de funcionamento análogas, os MCI sobrealimentados através do uso de turbocompressores têm uma potência específica superior aos MCI sobrealimentados através do uso de compressores volumétricos, (Challen & Baranescu, 1999). A Figura 2.3 apresenta a disposição típica entre um turbocompressor e o MCI.

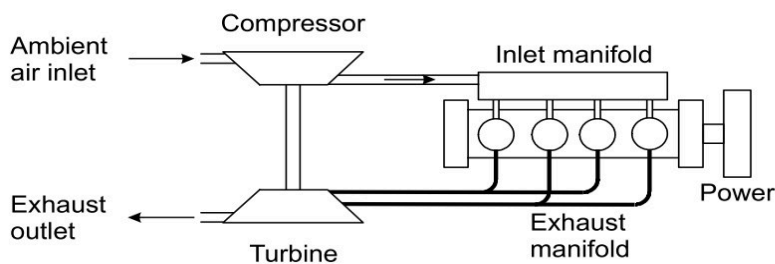


Figura 2.3: Disposição típica entre um turbocompressor e o MCI (Maschinenbau, 2004).

O método de sobrealimentação denominado de *Complex* é o menos utilizados em MCI atuais. Este método pode encontrar-se em veículos ligeiros (exemplo: Mazda 626) e utiliza ondas de pressão para aumentar a pressão do ar de admissão (Hitomi, Yuzuriha, & Tanaka, 1989). As ondas de pressão resultam do contato direto entre o gás de escape e o ar de admissão em canais de fluxo longos e estreitos, como se pode ver na Figura 2.4.

Quando comparado com os compressores volumétricos e turbocompressores, o método de sobrealimentação *Complex* tem a vantagem de permitir o aumento de pressão do ar de admissão mais rapidamente.

Contudo, o sistema Comprex apresenta problemas de fiabilidade. As referências (Gyarmathy, 1983; Heywood, 1988; Mollenhauer & Tschöke, 2010) apresentam informação detalhada sobre este tipo de sobrealimentação.

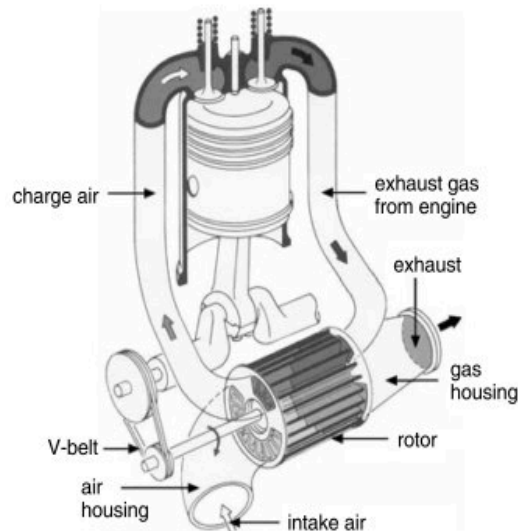


Figura 2.4: Disposição típica entre um compressor Comprex e o MCI (Hiereth & Prenninger, 2007).

2.2 Turbocompressores

A palavra ‘turbo’, deriva do Latim ‘turbinis’, e tem como significado movimento circular, descrito pelo eixo de rotação central de uma máquina – *turbomáquina* (Dixon, 2005).

O primeiro turbocompressor foi patenteado em 1905 pelo engenheiro Suíço Alfred Büchi (1879-1959). Alfred Büchi era responsável pelo departamento de pesquisa de MCI Diesel em Gebrüder Sulzer, na empresa de fabricação de motores em Winterthur, (Vann & Becker, 2004). Todavia, só em 1925 é que o primeiro turbocompressor foi introduzido no mercado, equipando dois MCI Diesel de navios de passageiros e um MCI Diesel estacionário da *MAN* e *Maschinenfabrik Winterthur* (Hiereth & Prenninger, 2007).

Num turbocompressor, a turbina tem a função de transformar parte da energia presente nos gases de escape em energia mecânica, descrita na forma de movimento rotacional. Por sua vez, a energia mecânica será transmitida ao compressor através do veio presente no corpo central do turbocompressor. Na secção seguinte estes componentes serão apresentados de forma mais detalhada.

A Tabela 2.1 apresenta um resumo de vantagens e desvantagens do uso de turbocompressores.

Tabela 2.1: Resumo de vantagens e desvantagens do uso dos turbocompressores.**Vantagens:**

- Aumento do binário produzido pelo MCI (Wellington & Asmus, 1995)
- Redução do consumo de combustível, porque utiliza energia presente nos gases de escape e não consome potência mecânica ao MCI;
- Redução das emissões de gases e partículas para o meio ambiente (Merker & Stiesch, 1999; C D Rakopoulos, Michos, & Giakoumis, 2005; Xin, 2011);
- O espaço ocupado por um turbocompressor é relativamente reduzido, quando comparado com um compressor volumétrico.

Desvantagens (Weaving, 1990):

- Existência do “*Turbo Lag*” - elevado tempo de resposta por parte do turbocompressor;
- O compressor centrífugo está limitado pelo estrangulamento, “*choke*”, baixos valores de rendimento em situações de valores de caudal elevados e por fim pela ocorrência de “*surge*” em situações de baixos valores de caudal e elevada relação de pressões. Logo são limitações que restringem as condições de operação do MCI.

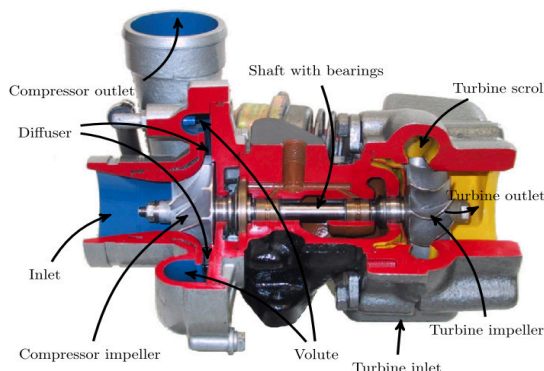
2.2.1 Descrição do turbocompressor

Nesta secção descrevem-se os principais componentes constituintes de um turbocompressor e apresentam-se mapas de operação do compressor e da turbina, assim como as respetivas características.

O turbocompressor é constituído pela turbina e pelo compressor, os quais 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. As velocidades máximas de rotação do veio são da ordem das 200 000 rpm, podendo atingir valores superiores em determinados turbocompressores.

Uma explicação mais detalhada sobre as características presentes no corpo central do turbocompressor pode ser encontrada em (Bae, Sul, Kwon, & Byeon, 2003; Heisler, 1995; Watson & Janota, 1982).

Na Figura 2.5 apresentam-se os componentes que constituem um turbocompressor.

**Figura 2.5: Componentes que constituem um turbocompressor (Leufvén, 2010).**

Compressor centrífugo radial

O compressor centrífugo radial é constituído por: rotor (ou impulsor rotativo), difusor estático e voluta. Tanto o rotor como a voluta são construídos numa liga de alumínio. A conceção do rotor é resultante do compromisso entre os requisitos aerodinâmicos e a resistência mecânica. Por ser um ponto crítico de concentração de tensões, o ponto de entrada do rotor tem uma forma mais robusta (Challen & Baranescu, 1999).

A sua velocidade de rotação, imposta pelo veio, provoca uma depressão à entrada do rotor, permitindo a aspiração axial do ar para o interior das lâminas do rotor (Shultz, 2011). O rotor é o componente que adiciona energia ao ar admitido, que resulta no seu aumento de pressão (compressão). O aumento de energia deve-se ao aumento de quantidade de movimento angular do ar desde a entrada até à saída das pás do impulsor, que se traduz num correspondente aumento de energia cinética. Em seguida, o ar sai do rotor com uma direção radial e tangencial, sendo encaminhado para o difusor estático. É neste componente que ocorre a conversão de energia cinética em pressão, isto é, a conversão de velocidade em aumento de pressão, através da desaceleração do fluxo de ar (Shultz, 2011). A Figura 2.6 apresenta o princípio de operação do compressor centrífugo radial.

Associado ao aumento de pressão está o aumento de temperatura do ar no processo de compressão. Contudo, este aumento de temperatura não é desejável, pois leva a uma diminuição da densidade do ar (Leufvén, 2010). Além disso, o aumento de temperatura é também função do rendimento do compressor e do aumento de pressão pretendido (Shultz, 2011).

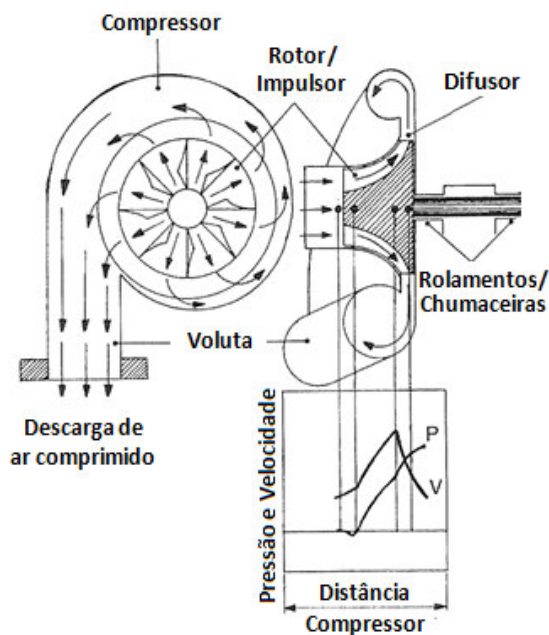


Figura 2.6: Princípio de operação do compressor centrífugo radial, adaptado de (Heisler, 1995).

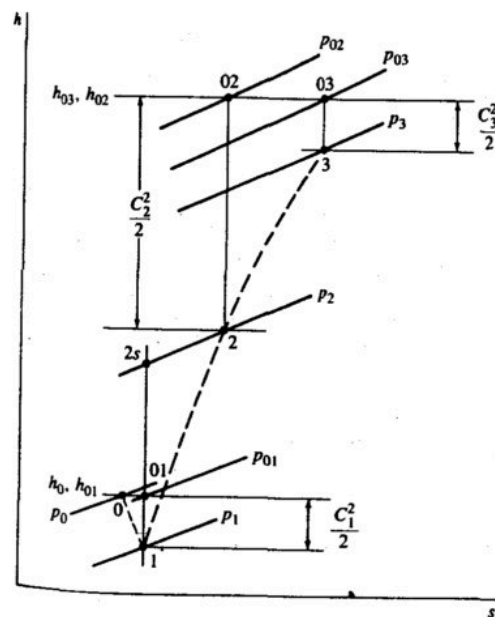


Figura 2.7: Diagrama entalpia-entropia de um compressor centrífugo radial (Heywood, 1988).

Para finalizar, a voluta recebe o ar do difusor estático, tendo em seguida a função de o direcionar para a conduta de admissão do MCI (Heywood, 1988). A Figura 2.7 apresenta um diagrama entalpia-entropia de um compressor centrífugo radial.

O ar estagnado no estado 0 é acelerado até à entrada do compressor, atingindo a pressão p_1 e velocidade c_1 . A variação de entalpia do estado 0 para 1 é igual a $c_1^2/2$. O processo de compressão do fluxo de ar ocorrido no rotor aumenta o valor da pressão e a velocidade do ar para p_2 e c_2 , respetivamente - estado 2 da Figura 2.7. O processo de compressão isentrópica equivalente conduziria ao estado 2s.

O difusor simbolizado pela passagem do fluxo de ar do estado 2 para 3, converte o máximo de energia cinética em energia potencial através do aumento de pressão ($p_3 - p_2$) e diminuição do valor da velocidade.

No final, o fluxo de ar comprimido à saída da voluta está no estado 3. Este contém um valor elevado de pressão estática p_3 , e baixo valor de energia cinética $c_3^2/2$, devido à redução de velocidade c_3 . Contudo, o valor da pressão de estagnação p_{03} é menor que P_{02} , uma vez que o processo de difusão é incompleto e irreversível (Heywood, 1988).

A entalpia total h_0 representa o contributo, para além da entalpia do gás, da energia cinética presente no escoamento (Heywood, 1988), podendo ser determinada pela seguinte Eq. 2.1:

$$h_0 = h + \frac{c^2}{2} \quad \text{Eq. 2.1}$$

onde h é o valor de entalpia e c o valor de velocidade de escoamento.

As variáveis aqui envolvidas e tipicamente medidas num escoamento são a temperatura e a pressão. O conceito de estagnação pode ser alargado a estas variáveis através das seguintes equações:

$$T_0[\text{K}] = T + \frac{c^2}{2 \times C_p} \quad \text{Eq. 2.2}$$

$$P_0[\text{Pa}] = P \times \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{Eq. 2.3}$$

Alguns autores (Challen & Baranescu, 1999; Heywood, 1988; Hiereth & Prenninger, 2007) determinam os parâmetros de funcionamento do turbocompressor (mencionados na seção 2.3) com recurso a valores de temperatura e pressão afectados pelo conceito de estagnação.

Para além da análise energética do compressor, também poderá ser realizada uma análise mecânica, através da transferência de trabalho ocorrida entre o rotor e o fluido. Esta transferência de trabalho está relacionada com a alteração do momento angular do gás, através das componentes da velocidade de entrada e de saída, conforme é apresentado na Figura 2.8. As variáveis c_1 e c_2 são as velocidades absolutas do gás, u_1 e u_2 as velocidades tangenciais das pás e w_1 e w_2 as velocidades relativas entre o fluido e o rotor. Por fim, os índices 1 e 2 representam respetivamente a situação de entrada e de saída do gás.

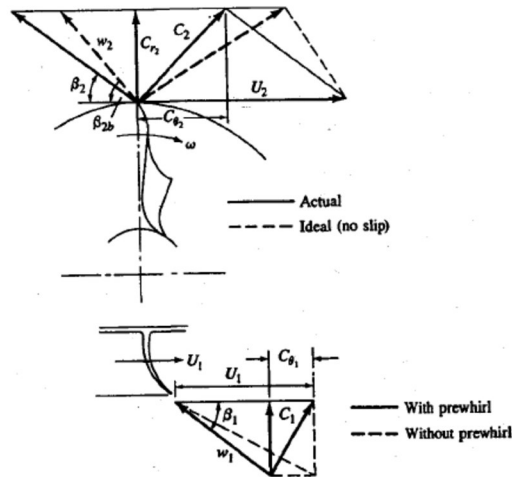


Figura 2.8: Diagramas dos triângulos de velocidade à entrada (1) e à saída (2) do rotor ou impulsor de um compressor radial (Heywood, 1988).

O binário T que é exercido no fluido é igual à taxa de variação do momento angular, dado pela seguinte Eq. 2.4.

$$T[\text{N.m}] = \dot{m}(r_2 c_{\theta 2} - r_1 c_{\theta 1}) \quad \text{Eq. 2.4}$$

Em relação à taxa de transferência de trabalho (potência) para o fluido, esta é dado pela Eq. 2.5, também conhecida pela equação de *Euler* para as turbomáquinas.

$$-P_c[\text{W}] = T \omega = \dot{m} \omega (r_2 c_{\theta 2} - r_1 c_{\theta 1}) = \dot{m}(u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1}) \quad \text{Eq. 2.5}$$

No caso dos compressores radiais, a velocidade de entrada, c_1 , contém apenas a componente axial, logo $c_{\theta 1}$ é igual a 0. Portanto, a Eq. 2.5 pode ser reescrita, resultando na seguinte Eq. 2.6.

$$w_c [\text{J/kg}] = -\frac{P_c}{\dot{m}} = u_2 c_{\theta 2} = u_2 \left(1 - \frac{c_{r2}}{u_2} \cot \beta_2\right) \quad \text{Eq. 2.6}$$

Onde β_2 é o ângulo de inclinação para trás da pá. Dado que a transferência de trabalho para o fluido ocorre unicamente no rotor, a taxa de transferência de trabalho é dada pela Eq. 2.5, sendo esta igual à variação da entalpia de estagnação ($h_{o3} - h_{o1}$), apresentada na Figura 2.7.

Turbina radial

A turbina radial é constituída por uma voluta, contendo no seu interior um difusor e um rotor. Em termos de materiais de construção, a voluta da turbina é construída em ferro fundido. No caso do rotor, este é construído numa liga à base de níquel, denominada “*Inconel*”. São ambos materiais bastante resistentes ao funcionamento a temperaturas elevadas, como é o caso dos gases de escape (Heisler, 1999). A Figura 2.9 apresenta o princípio de operação da turbina radial.

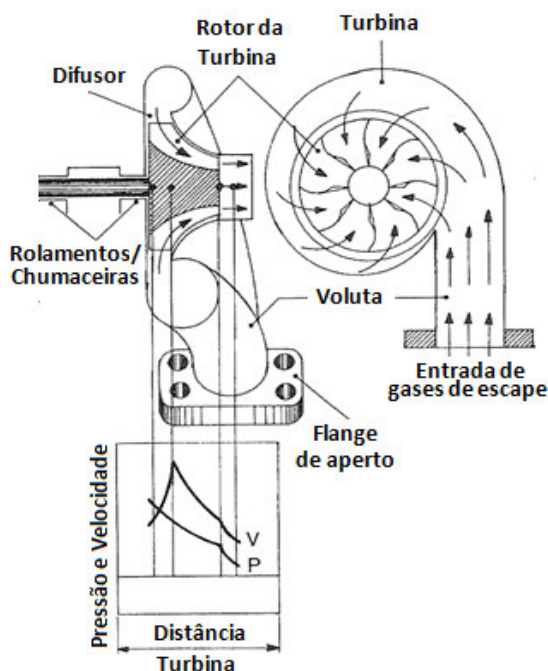


Figura 2.9: Princípio de operação da turbina radial, adaptado de (Heisler, 1995).

O fluxo de gases de escape entra radialmente na voluta, onde vai sofrer um aumento de velocidade, consequência da constante redução de secção no interior da voluta, como se pode ver no gráfico da Figura 2.9. Em seguida, o fluxo de gases vai passar tangencialmente pelo rotor que altera a sua direção para a saída axial da turbina. É no rotor da turbina que ocorre a conversão de energia cinética em energia mecânica. Este processo resulta numa redução nos valores de velocidade e pressão do fluxo de gases (Challen & Baranescu, 1999; Heisler, 1999).

A Figura 2.10 apresenta com recurso a um diagrama h-s, a evolução do processo de expansão que ocorre na turbina, imediatamente após a entrada dos gases no interior da voluta, assinalado pelo ponto 0, até à saída do rotor - ponto 2.

Este processo pode ser dividido em dois estágios. O primeiro é referente à expansão ocorrida no interior da voluta, entre o ponto 0 e 1. Além disso, também na voluta, ocorre uma orientação do gás para ser introduzido no rotor.

O segundo estágio engloba a expansão ocorrida na passagem do fluxo de gases de escape pelas pás do rotor, entre o ponto 1 e 2. Admitindo que à saída da turbina a energia cinética presente nos gases de escape é totalmente transformada em trabalho mecânico, existe uma queda no valor de entalpia entre as condições de estagnação, a partir do ponto 0, para o ponto 2 (Payry, Benajes, & Reyes, 1996).

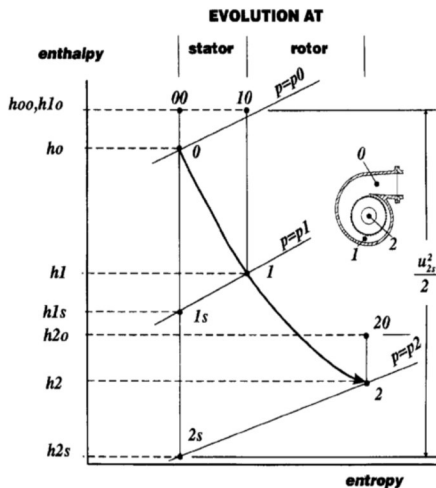


Figura 2.10: Diagrama entalpia-entropia de uma turbina radial (Payry et al., 1996).

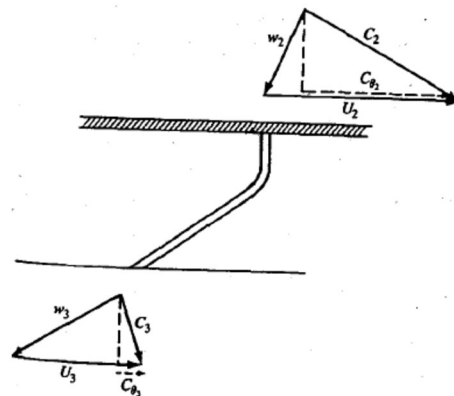


Figura 2.11: Triângulo de velocidades de uma turbina radial (Heywood, 1988).

O trabalho transferido do gás para o rotor relaciona-se com o triângulo de velocidades, ilustrado na Figura 2.11, através da lei da variação do momento angular, sendo dada pela equação de Euler (Eq. 2.7) :

$$\dot{W}_T = T \omega = \dot{m} \omega (r_2 c_{\theta 2} - r_1 c_{\theta 3}) = \dot{m} (u_2 c_{\theta 2} - u_3 c_{\theta 3}) [W] \quad \text{Eq. 2.7}$$

onde T é o binário e ω a velocidade angular do rotor. Para uma transferência máxima de trabalho, a velocidade de saída deverá ser axial (Heywood, 1988).

Por outro lado, também é importante referir que o MCI é uma máquina térmica de emissão de fluxo (gases de escape) pulsado. Este facto tem de ser tido em conta no momento da conjugação entre o MCI e a turbina, existindo duas formas diferentes do fluxo de gases de escape chegar à entrada da turbina: i) pulsos constantes (Figura 2.12); ii) pressão constante (Figura 2.13).

No caso do turbocompressor com o funcionamento a pulsos constantes, a turbina vai estar sujeita a um fluxo de gases pulsado, sendo o seu funcionamento associado a picos de pressão. No entanto, com a utilização de um coletor de escape adequado, é possível ter à entrada da turbina um fluxo de gases pulsado sequencialmente, para que a instabilidade do fluxo de gases seja mantida a níveis aceitáveis (Heywood, 1988). A Tabela 2.2 apresenta um resumo de vantagens, desvantagens e aplicações dos turbocompressores de pulsos constantes.

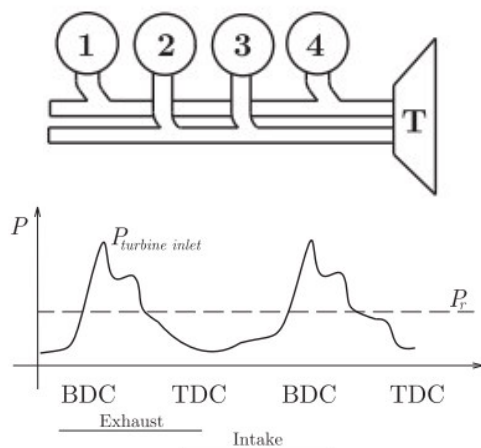


Figura 2.12: Tipo de configuração usada em turbocompressor de pulso constante (Figueiredo, 2013).

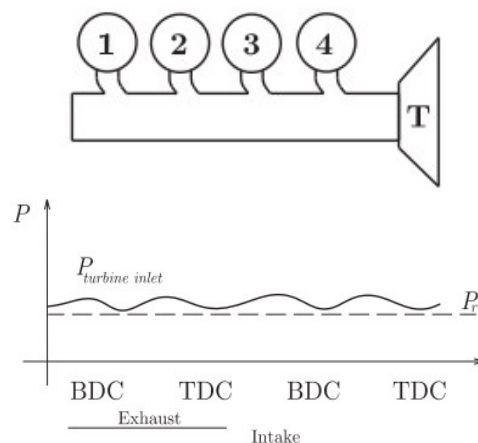


Figura 2.13: Tipo de configuração usada em turbocompressor de pressão constante (Figueiredo, 2013).

Tabela 2.2: Resumo de vantagens, desvantagens e aplicações dos turbocompressores de pulsos constantes (Atkins, 2009; Challen & Baranescu, 1999).

Vantagens:

- Elevada quantidade de energia disponível à entrada da turbina;
- Boa performance em situações de baixas velocidades de rotação e carga do MCI;
- Aumento significativo da aceleração do turbocompressor.

Desvantagens:

- Baixos valores de rendimento da turbina em situações de velocidades elevadas;
- Aumento da complexidade da geometria do coletor de escape com o aumento do número de cilindros do MCI;
- Existência da possibilidade de problemas provocados pelas ondas de pressão refletidas.

Aplicações:

- Veículos ligeiros, pesados e industriais.

Por sua vez, o funcionamento de turbocompressores a pressão constante, presente na Figura 2.13, requer a adição de mais um componente, uma câmara de plenum situada entre a saída do MCI e a entrada da voluta da turbina. Esta câmara possui um volume suficientemente grande para permitir a absorção das variações de caudal e respetivos picos de pressão, provenientes do MCI. Deste modo, é possível introduzir na turbina um fluxo de gases a pressão constante (Heywood, 1988). A Tabela 2.3 apresenta um resumo de vantagens, desvantagens e aplicações dos turbocompressores de pressão constante.

Tabela 2.3: Resumo de vantagens, desvantagens e aplicações dos turbocompressores de pressão constante (Atkins, 2009; Challen & Baranescu, 1999).

Vantagens:
- Valores elevados de rendimento da turbina, devido ao fluxo de gases estacionário;
- Boa performance em situação de carga elevada;
- Simplicidade do coletor de escape.
Desvantagens:
- Baixa quantidade de energia disponível à entrada da turbina;
- Má aceleração do turbocompressor;
- Má performance em situações de baixas velocidades de rotação e carga do MCI.
Aplicações:
- Motores de grandes dimensões, por exemplo: motores estacionários e motores de navios.

Caracterização geométrica do turbocompressor

Os parâmetros geométricos mais relevantes para a caracterização do turbocompressor são: a relação A/R e o *Trim*. 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 - (Figura 2.14 a). O valor da relação A/R é sempre constante para a respetiva voluta (Bell, 1997; Hiereth & Prenninger, 2007). A Tabela 2.4 apresenta um resumo das consequências provocadas pela variação da relação A/R nas diferentes volutas. A Figura 2.14 permite verificar que as volutas com grandes relações de A/R são utilizadas para otimizar o desempenho com baixos valores de pressão de sobrealimentação. Por outro lado, as volutas com pequenas relações de A/R são utilizadas em aplicações com pressões de sobrealimentação elevadas (Bell, 1997).

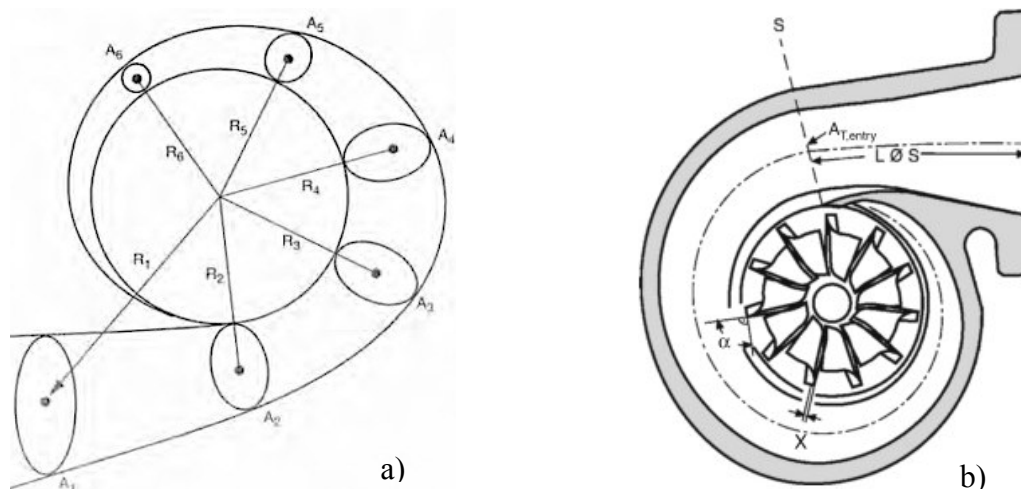


Figura 2.14: Exemplo das principais dimensões presentes numa voluta. a) Método de medição da relação A/R , (Bell, 1997). b) O ângulo de entrada α e a espessura X da lâmina do rotor (Hiereth & Prenninger, 2007).

Tabela 2.4: Resumo das consequências provocadas pela variação da relação A/R, nas diferentes volutas.

Voluta	Aumento da relação A/R	Diminuição da relação A/R
Compressor	Praticamente insensível à variação da relação A/R	
Turbina	Diminuição da potência gerada	Aumento da potência gerada

O parâmetro *Trim* relaciona o diâmetro de entrada ($\Phi_{entrada}$) e o diâmetro de saída ($\Phi_{saída}$) do rotor, podendo ser também considerado como uma relação de áreas. Analiticamente, o parâmetro *Trim* é definido pela seguinte Eq. 2.8.

$$Trim = \left(\frac{\Phi_{entrada}^2}{\Phi_{saída}^2} \right) \cdot 100 \quad \text{Eq. 2.8}$$

A Figura 2.15 mostra uma representação dos diâmetros de entrada e de saída dos rotores da turbina e do compressor.

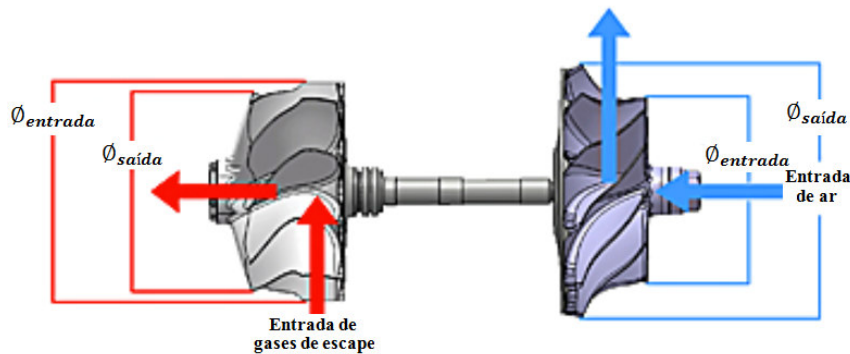


Figura 2.15: Representação dos diâmetros de entrada e saída dos rotores da turbina e do compressor, adaptado de (Honeywell, 2013).

A Figura 2.16 apresenta a influência nas linhas de “surge” e “choke”, linhas limite do funcionamento estável a descrever mais à frente, provocadas pela utilização de rotores com diferentes tipos de Trim. A Figura 2.16 revela que um valor de *Trim* mais elevado permite deslocar a zona de operação estável do compressor para a direita, possibilitando assim o funcionamento do compressor com valores de caudal mássico de ar mais elevado.

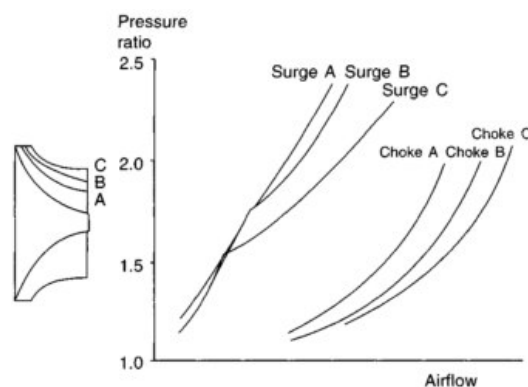


Figura 2.16: Influência nas linhas de “surge” e “choke”, provocadas pela utilização de rotores com diferentes tipos de Trim (Challen & Baranescu, 1999).

2.2.2 Métodos de controlo do turbocompressor

O controlo do turbocompressor visa limitar o valor de pressão de sobrealimentação produzido pelo turbocompressor com base nos parâmetros de funcionamento do MCI (Leufvén, 2013). Os métodos de controlo de turbocompressores mais utilizados são: i) controlo através de um *by-pass* criado pela abertura de uma válvula - *wastegate*; ii) controlo através da variação de geometria presente no interior da turbina.

Os métodos de controlo de turbocompressores mais utilizados são: i) controlo através de um *by-pass* criado pela abertura da válvula *wastegate*; ii) controlo através da variação de geometria presente no interior da turbina. A Figura 2.17 a) apresenta um turbocompressor com *wastegate* (geometria fixa) e a Figura 2.17 b) apresenta um turbocompressor com geometria variável (Leufvén, 2013).

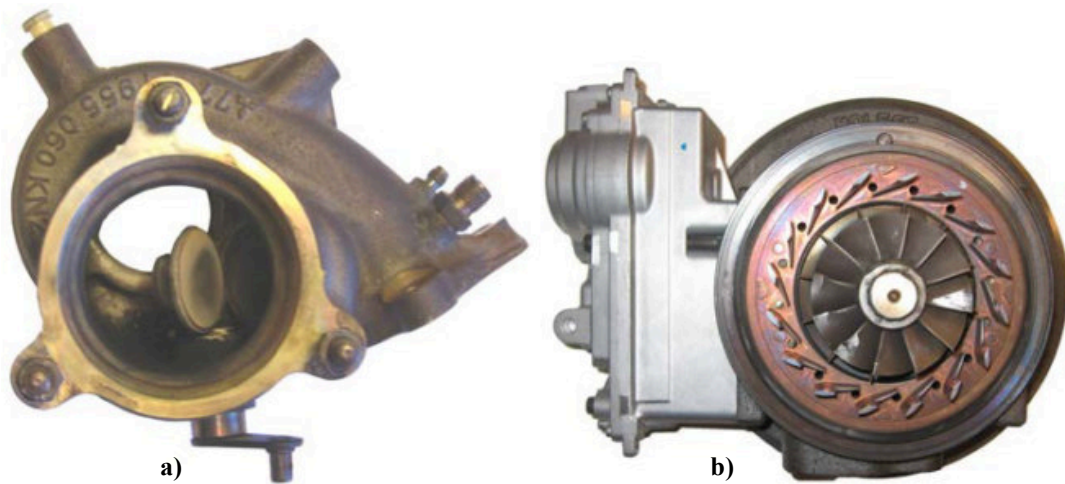


Figura 2.17: a) Turbocompressor com *wastegate* (geometria fixa). b) Turbocompressor com geometria variável (Leufvén, 2013).

Wastegate

O controlo de um turbocompressor através da utilização de uma válvula *wastegate* pode ser realizado por um atuador pneumático ou elétrico. A Figura 2.18 apresenta os componentes que constituem uma *wastegate*, incluindo o atuador pneumático. A função principal deste tipo de controlo é limitar a pressão de sobrealimentação.

A Figura 2.19 apresenta a situação de abertura e fecho da *wastegate* em função da rotação do MCI. Essa limitação é conseguida retirando gases de escape da turbina através da abertura da *wastegate*. A redução de caudal de gases na turbina terá como consequência uma redução da velocidade de rotação do turbocompressor, logo uma diminuição do valor da pressão de sobrealimentação na admissão.

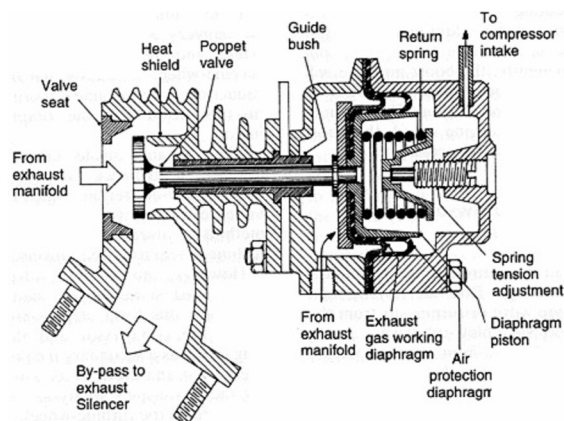


Figura 2.18: Componentes que constituem uma *wastegate*, incluindo o atuador pneumático (Heisler, 1995).

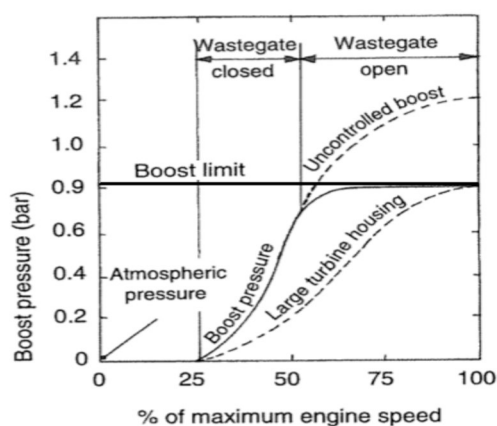


Figura 2.19: Evolução da pressão com a abertura e fecho da *wastegate* na gama de rotação do MCI (Heisler, 1995).

A utilização deste tipo de controlo veio permitir o uso de turbinas de menores dimensões, visto que uma turbina pequena consegue aumentar a sua velocidade de rotação mais rapidamente em baixas velocidades de rotação do MCI, quando comparada com uma turbina de maiores dimensões, pois não necessita de um caudal de gases de escape tão elevado.

Contudo, a utilização de uma turbina pequena em situação de caudal elevado de gases de escape pode levar à destruição da mesma, consequência dos elevados valores de pressão e temperatura dos gases. Para evitar a ocorrência deste tipo de problemas, a *wastegate* é parcialmente aberta de modo a reduzir o valor de caudal que passa pela turbina (Maschinenbau, 2004). No entanto, é importante referir que em situações de velocidades de rotação e cargas elevadas do MCI, existe desperdício de energia presente nos gases que passam através da abertura da *wastegate* (Hagelstein et al., 1999).

A Figura 2.19, ilustra ainda, a relação existente entre a evolução da pressão de sobrealimentação e a posição da *wastegate*.

Uma explicação mais detalhada sobre este método de controlo pode ser encontrada nas seguintes referências: (Bell, 1997; Mollenhauer & Tschöke, 2010; Xinghua, Lei, Fushui, Wenfeng, & Ruwei, 2010).

Turbina de geometria variável (VGT)

A geometria variável no turbocompressor possibilita uma variação contínua da geometria do mesmo, ao nível do compressor e da turbina. A Tabela 2.5 apresenta um resumo das possibilidades que o uso de geometria variável permite, tanto no compressor como na turbina.

Tabela 2.5: Possibilidades do uso de geometria variável nos turbocompressores (Maschinenbau, 2004).

Compressor	Turbina
- Palhetas ajustáveis à entrada do compressor;	- Geometria da voluta ajustável;
- Palhetas ajustáveis no difusor estático;	- Ajuste do ângulo de posição das alhetas.
- Largura do difusor ajustável.	

O aparecimento de turbocompressores de geometria variável na turbina (VGT – *Variable Geometry Turbine*) veio resolver algumas limitações existentes no turbocompressor com *wastegate*. Uma destas limitações está relacionada com o elevado tempo de resposta por parte do turbocompressor em situações de baixos valores de caudal de gases de escape, sendo o atraso no tempo de resposta designado de “*Turbo Lag*” (Heisler, 1995). Para tal, era necessário uma solução que permitisse a variação do ângulo de ataque do escoamento em função das condições de funcionamento do MCI. A solução encontrada é constituída por um atuador pneumático ou elétrico, um anel sincronizador de orientação das alhetas e as respetivas alhetas. A Figura 2.20 apresenta os elementos constituintes de um VGT, assim como, o princípio do controlo do turbocompressor com geometria variável na turbina.

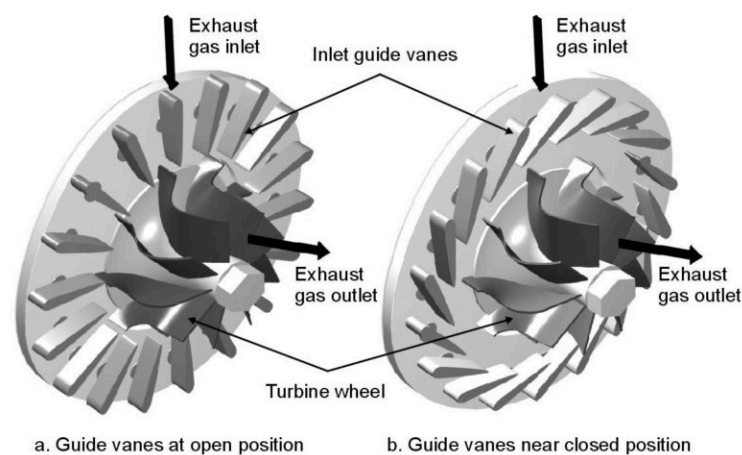


Figura 2.20: Princípio de funcionamento da geometria variável numa turbina radial. a) Posição das alhetas aberta. b) Posição das alhetas fechada (Maschinenbau, 2004).

O controlo de uma turbina com geometria variável é realizado pela abertura e/ou fecho das alhetas. Numa situação de funcionamento do turbocompressor em que existe reduzido caudal de gases de escape, as alhetas encontram-se fechadas, conseguindo assim direcionar o reduzido caudal para a extremidade das pás do rotor da turbina. Neste caso, o aumento de velocidade de rotação do veio ocorre mais rapidamente.

Numa situação de existência de elevado caudal de gases de escape, as alhetas são abertas de modo a direcionar este fluxo para o eixo da turbina e assim reduzir a energia retirada aos gases de escape, efeito este análogo ao realizado pela válvula *wastegate* num turbocompressor de geometria fixa. Razão pela qual não existe a necessidade de uma *wastegate* neste tipo de turbocompressor.

A Figura 2.21 apresenta um exemplo de um mapa de operação de uma turbina com geometria variável.

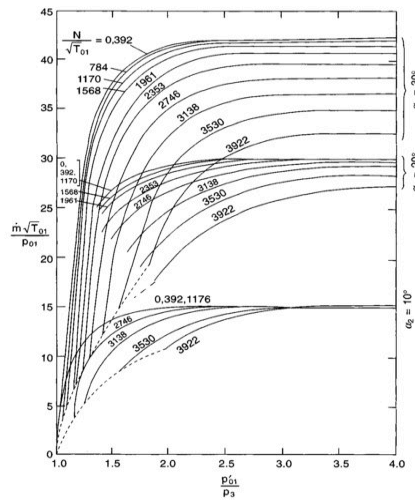


Figura 2.21: Mapa de operação de uma turbina de geometria variável (VGT) (Challen & Baranescu, 1999).

Dado que a variação do ângulo de posição das alhetas permite uma variação do valor da energia retirada ao caudal de gases de escape para o mesmo valor de relação de pressões da turbina. O mapa de operação de uma turbina com geometria variável é ligeiramente diferente quando comparado com um mapa de uma turbina normal. A Figura 2.21 expõe as diferentes curvas de operação da turbina para diferentes ângulos de posição das alhetas. Pode consultar-se uma descrição mais detalhada deste método de controlo nas referências (Basshuysen, 2009; Mollenhauer & Tschöke, 2010).

2.3 Mapa de operação do turbocompressor

De modo a que as características de funcionamento de um turbocompressor, nomeadamente de pressão em função do caudal para diferentes velocidades de rotação, sejam conhecidas para uma gama abrangente 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 da velocidade de rotação corrigida usualmente utilizados pelos fabricantes para caracterizar os seus turbocompressores.

A utilização dos parâmetros diretamente medidos, em ensaios experimentais para a caracterização de turbocompressores, sem esta correção, levaria a que os mapas de operação assim obtidos se tornassem válidos apenas para as condições medidas.

Note-se que as condições termodinâmicas de pressão e temperatura dos gases de escape à entrada da voluta da turbina são diretamente influenciadas pelas condições de operação do MCI, assim como, no caso do compressor as condições termodinâmicas do ar são influenciadas pelas condições ambientais presentes no momento dos ensaios experimentais. Além disso, existe ainda a influência do aumento de temperatura no compartimento do motor, provocada pelo MCI (Sens, Nickel, Grigoriadis, & Pucher, 2006).

2.3.1 Representação adimensional das características de um compressor e de uma turbina

As correções das variáveis de funcionamento atrás referida são feitas com base na análise dimensional, ferramenta matemática que permite verificar a existência de relações adimensionais entre grandezas físicas através da utilização das suas dimensões. Uma explicação mais detalhada sobre a Análise Dimensional, assim como as respectivas demonstrações, podem ser encontradas nas seguintes referências (Dixon, 2005; Lewis, 1996; White, 2011; Yarin, 2012).

No caso dos turbocompressores, o caudal mássico (\dot{m}), a eficiência (η) e o aumento de temperatura (ΔT) de uma turbina ou compressor podem ser expressos como função de todos os parâmetros possíveis, conforme apresentado (Heywood, 1988; Taylor, 1974):

$$\dot{m}; \eta; \Delta T = f(P_{01}, P_{02}, T_{01}, N_{TC}, D, R, \gamma, \mu) \quad \text{Eq. 2.9}$$

onde N , D e μ são, respetivamente a velocidade de rotação, diâmetro caraterístico e viscosidade dinâmica do gás.

Através da análise dimensional, o número de variáveis envolvidas pode ser reduzido para os seguintes grupos adimensionais:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{R T_{01}}}{P_{01} D^2}; \eta; \frac{\Delta T}{T_{01}} = f\left(\frac{N_{TC} D}{\sqrt{R T_{01}}}, \frac{P_{02}}{P_{01}}, \frac{\dot{m}}{\mu D}, \gamma\right) \quad \text{Eq. 2.10}$$

onde:

$\frac{\dot{m}\sqrt{R T_{01}}}{P_{01} D^2}$ é o caudal mássico corrido;

$\frac{\Delta T}{T_{01}}$ é a relação da quantificação do aumento de temperatura;

$\frac{N_{TC} D}{\sqrt{R T_{01}}}$ é a velocidade de rotação corrigida;

$\frac{P_{02}}{P_{01}}$ é a relação entre a pressão à saída e a pressão à entrada;

$\frac{\dot{m}}{\mu D}$ é o número de *Reynolds*.

No caso do compressor, os parâmetros γ e $\frac{\Delta T}{T_{01}}$ são praticamente constantes, logo podem ser ignorados. No caso da turbina, estes parâmetros dependem da relação A/F . No entanto, a sua influência no desempenho da turbina é desprezável.

As relações entre η , $\frac{\Delta T}{T_{01}}$ e $\frac{P_{02}}{P_{01}}$ apresentadas nas Eq. 2.9 e 2.10 podem então ser reduzidas a:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{R T_{01}}}{p_{01}}; \eta_s = f\left(\frac{N_{TC} D}{\sqrt{R T_{01}}}\right); \frac{p_{02}}{p_{01}} \quad \text{Eq. 2.11}$$

No caso da aplicação de um turbocompressor em particular, o seu diâmetro é constante. A constante particular dos gases R toma o respetivo valor constante para o ar Rp_{ar} . Por esta razão os fabricantes adotam a forma dos parâmetros adimensionais como:

$$\dot{m}_{,c} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{p_{01}}; \eta_s = f\left(\frac{N_{TC}}{\sqrt{T_{01}}}\right); \frac{p_{02}}{p_{01}} \quad \text{Eq. 2.12}$$

onde:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{,c} = \frac{\dot{m}\sqrt{R T_{01}}}{P_{01} D^2} & \quad \text{é o caudal mássico corrido;} \\ \eta_s & \quad \text{é a rendimento isentrópico;} \\ \frac{N_{TC}}{\sqrt{T_{01}}} & \quad \text{é a velocidade de rotação corrigida;} \\ \frac{P_{02}}{P_{01}} & \quad \text{é a relação entre a pressão à saída e a pressão à entrada;} \end{aligned}$$

Com esta simplificação, os termos da equação 2.12 deixam de ser adimensionais.

Neste subcapítulo serão apresentados os mapas de operação do compressor e da turbina com as respetivas características de funcionamento utilizando os parâmetros apresentados na Eq. 2.12. Em cada mapa de operação serão ainda apresentadas todas as variáveis necessárias à construção do mesmo.

2.3.2 Mapa do compressor centrífugo

Na sequência da Eq. 2.12, 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. 2.13:

$$\dot{m}_{ar,r,c} [kg/s] = \dot{m}_{ar,r} [kg/s] \times \sqrt{\frac{T_1 [K]}{T_{ref} [K]}} \times \frac{P_1 [Pa]}{P_{ref} [Pa]} \quad \text{Eq. 2.13}$$

onde $\dot{m}_{ar,r}$ [kg/s] é o caudal mássico de ar que passa pelo compressor, T_1 [K] é a temperatura à entrada do compressor, assim como P_1 [Pa] é a pressão do ar à entrada do compressor. Contudo, alguns fabricantes como é o caso da *Garrett*, utilizam como unidade de caudal mássico de ar a libra por minuto $\dot{m}_{ar,r}$ [lb/min]. A temperatura T_{ref} [K] e pressão P_{ref} [Pa] são valores de referência definidos por normas experimentais usados para corrigir os valores das variáveis medidas.

No presente estudo experimental, os valores das variáveis de referência são: $T_{ref} = 288$ K e $P_{ref} = 101325$ Pa, valores de acordo com a norma SAE 1826.

A relação de pressões do compressor é dada pela Eq. 2.14:

$$\Pi_c[-] = \frac{P_2[\text{Pa}]}{P_1[\text{Pa}]} \quad \text{Eq. 2.14}$$

onde P_2 [Pa] corresponde ao valor de pressão do ar à saída do compressor. A velocidade de rotação do compressor corrigida é definida pela Eq. 2.15:

$$N_{c,c}[\text{rpm}] = \frac{N_{TC}[\text{rpm}]}{\sqrt{\frac{T_1[\text{K}]}{T_{ref}[\text{K}]}}} \quad \text{Eq. 2.15}$$

onde N_{TC} [rpm] é o valor de velocidade de rotação do veio.

O rendimento isentrópico é definido pela Eq. 2.16:

$$\eta_c[-] = \frac{T_{2,ad}[\text{K}] - T_1[\text{K}]}{T_2[\text{K}] - T_1[\text{K}]} \quad \text{Eq. 2.16}$$

onde T_2 [K] é o valor de temperatura à saída do compressor. A temperatura adiabática $T_{2,ad}$ [K], diz respeito ao valor da temperatura adiabática. O rendimento isentrópico avalia o processo de compressão do ar quanto à eficiência, comparando o processo de compressão real com o processo de compressão isentrópico. A temperatura adiabática é dada pela Eq. 2.17:

$$T_{2,ad}[\text{K}] = T_1[\text{K}] \times \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_{ar}-1}{\gamma_{ar}}} \quad \text{Eq. 2.17}$$

onde γ_{ar} [-] é a relação das capacidades caloríficas do ar, respetivamente a pressão e volume constantes:

$$\gamma_{ar}[-] = \frac{Cp_{ar}}{Cv_{ar}} \quad \text{Eq. 2.18}$$

O trabalho específico do compressor é determinado pela seguinte Eq. 2.19:

$$w_c [J/kg] = \frac{\gamma_{ar} \times R p_{ar} [J/kg \cdot K]}{\gamma_{ar} - 1} \times T_1 [K] \times \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_{ar}-1}{\gamma_{ar}}} \right] \quad \text{Eq. 2.19}$$

onde $R p_{ar} [J/kg \cdot K]$ é a constante particular do ar. A potência do compressor é calculada através da seguinte Eq. 2.20:

$$P_c [W] = \dot{m}_{ar,r} [kg/s] \times w_c [J/kg] \quad \text{Eq. 2.20}$$

onde $C p_{ar} [J/kg \cdot K]$ representa a capacidade calorífica do ar a pressão constante.

A Figura 2.22 apresenta um exemplo de um mapa de operação de um compressor. Neste mapa, os pontos medidos com igual valor de $N_{C,c}$ são ligados entre si formando linhas de velocidade de rotação do veio constante.

Os pontos correspondentes a valores de igual rendimento, η_c são também unidos por linhas denominadas iso-linhas de rendimento. Tanto as linhas de velocidade como as linhas de rendimento têm a si associados os valores de Π_c e $\dot{m}_{ar,r,c}$, correspondentes aos respectivos parâmetros de funcionamento do compressor.

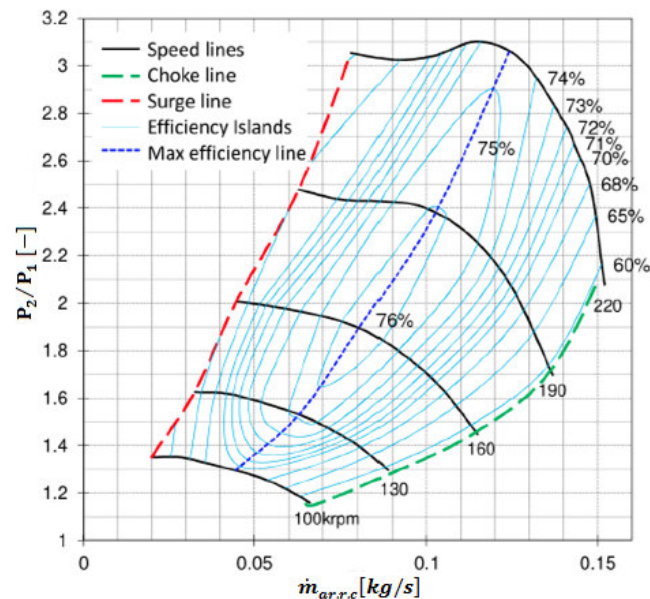


Figura 2.22: Exemplo de um mapa de operação para o compressor (Guillou, 2013).

Características do compressor centrífugo

Em geral, o mapa do compressor pode ser dividido nas três regiões de operação diferentes ilustradas na Figura 2.23 (Watson & Janota, 1982). A primeira diz respeito à região de normal funcionamento, isto é, a região estável. À sua esquerda encontra-se a segunda

região - de *surge*, correspondente ao funcionamento instável do compressor associado a situações de funcionamento com valores reduzidos de fluxo de ar e valores de pressão elevados. Esta zona é delimitada no mapa de operação do compressor pela *surge line* (Boyce, Brown, Gaston, Bohannan, & Meher-Homji, 1983). A terceira e última região de operação do compressor está associada a situações de funcionamento que incluem velocidades elevadas de rotação, baixos valores de rendimento e elevados caudais mássicos (Challen & Baranescu, 1999), que originam a ocorrência de ondas de choque que limitam a área de passagem do escoamento comprimido (Leufvén, 2013).

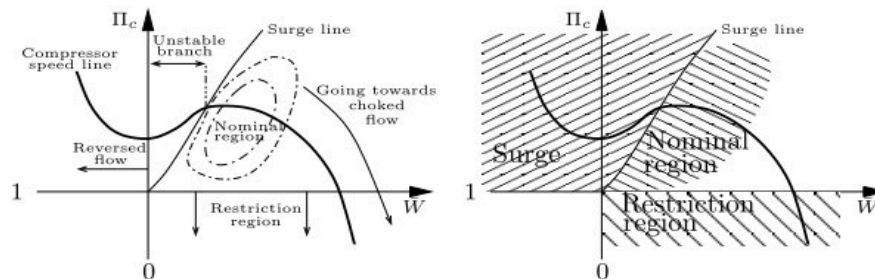


Figura 2.23: Mapa de operação do compressor centrífugo assinalado com as três diferentes regiões de funcionamento (Leufvén, 2013).

Surge limit

Durante a ocorrência do fenómeno de *surge*, o funcionamento do compressor é caracterizado por valores de caudal mássico reduzidos e flutuações nos valores de pressão (Constantine D. Rakopoulos & Giakoumis, 2009). Este fenómeno acontece porque o ponto de operação do compressor se encontra à esquerda da linha de *surge* (*surge line*), sendo esta a linha que delimita a zona de funcionamento estável do compressor (Constantine D. Rakopoulos & Giakoumis, 2009)

A ocorrência de uma situação de *surge* pode derivar da conjunção de várias situações. Um exemplo ocorre quando existe uma desaceleração brusca do MCI, provocando uma redução instantânea do caudal mássico, com uma pressão de sobrealimentação praticamente constante. Esta circunstância deve-se à existência de inércia no turbocompressor que não consegue reduzir a sua velocidade de rotação ao mesmo tempo que acontece a redução brusca de caudal mássico, continuando assim a comprimir o fluxo de ar existente no interior do compressor (Leufvén, 2010).

A redução brusca de caudal mássico irá causar instabilidades aerodinâmicas que provocam a inversão do fluxo de ar, exemplificadas pelo descolamento do fluxo já comprimido das lâminas do rotor (Boyce et al., 1983). A inversão do fluxo irá reduzir o valor da relação de pressão, até ao momento em que o compressor consiga voltar a orientar o fluxo novamente para o sentido correto. Deste modo, o valor da relação de pressão irá aumentar. A situação repetir-se-á continuamente, a não ser que existam mudanças no funcionamento do compressor, (Heywood, 1988; Leufvén, 2010).

A Figura 2.24 apresenta um exemplo da trajetória realizada pelo ponto de operação do compressor durante a ocorrência de *surge*.

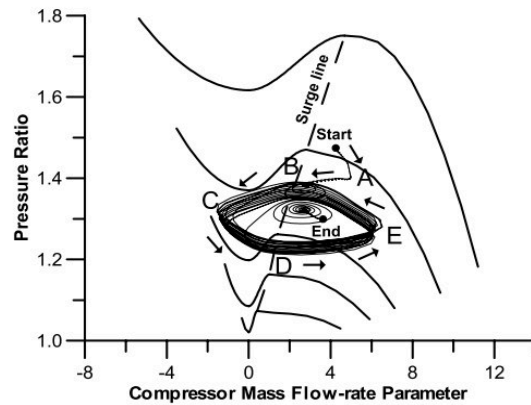


Figura 2.24: Trajetória realizada pelo ponto de operação do compressor durante a ocorrência de *surge* (Constantine D. Rakopoulos & Giakoumis, 2009).

As medições realizadas no momento de ocorrência de *surge*, por Andersen et al. 2008 e Galindo et al. 2010, visíveis na Figura 2.25, permitem verificar que no momento de ocorrência de *surge*, existem flutuações nos valores de pressão do fluxo de ar à saída e à entrada, assim como nos valores de caudal mássico de ar.

O *surge* pode dividir-se em quatro categorias diferentes, associadas a flutuações dos valores de pressão e caudal distintas. A escala começa pelo “*mild surge*”, “*classic surge*” “*modified surge*” até chegar ao “*deep surge*”. Informação mais detalhada sobre estas categorias pode ser consultada em (Dehner, Selamet, Keller, & Becker, 2010; Hansen, Jorgensen, & Larsen, 1981; Jager, 1995).

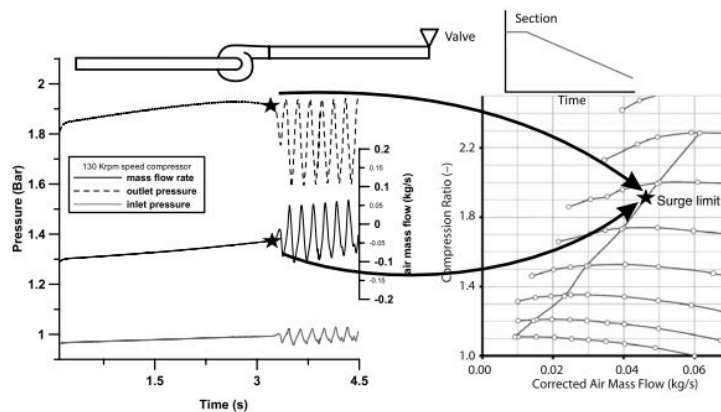


Figura 2.25: Flutuações nos valores de pressão e caudal mássico, resultantes de uma situação de ocorrência de *surge* (Andersen, Lindström, & Westin, 2008; Galindo, Arnau, Tiseira, & Piqueras, 2010).

As consequências físicas da permanência do compressor na zona de ocorrência de *surge* são vibrações e ruídos sonoros. Além disso, em situações extremas, pode existir a rotura do veio central devido às excessivas cargas torsionais impostas pela ocorrência de *surge* (Galindo, Serrano, Guardiola, & Cervelló, 2006; Constantine D. Rakopoulos & Giakoumis, 2009).

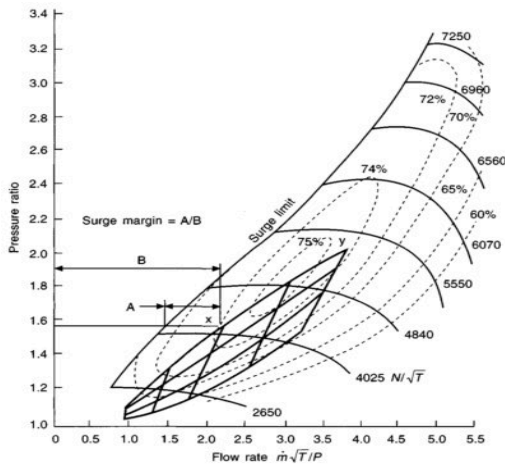


Figura 2.26: Visualização da margem de *surge*, através da realização do *turbomatching* (Challen & Baranescu, 1999).



Figura 2.27: Exemplo de uma voluta do compressor, com o local de aplicação de uma válvula de prevenção de *surge* (Leufvén, 2013).

Através da margem de segurança denominada por margem de *surge*, é possível evitar a ocorrência de *surge*. Esta margem situa-se entre a linha de *surge* e o ponto de operação do compressor. Quanto menor for a margem mais probabilidade existe do compressor operar numa situação de *surge* (Challen & Baranescu, 1999; Dixon, 2005). A Figura 2.26 ilustra o método da determinação da margem de *surge*.

Para a prevenção da ocorrência de *surge* pode ser introduzida uma válvula no corpo da voluta do compressor, denominada válvula de *surge*, ou válvula de recirculação, ilustrada na Figura 2.27. Esta válvula é usada para diminuir a pressão do fluxo de ar comprimido no momento de entrada em *surge* por parte do compressor. A diminuição de pressão é conseguida pela introdução de ar na voluta (Leufvén, 2013).

Choke limit

A ocorrência de *Choke* (que conduz a um estrangulamento do escoamento) no compressor é caracterizado por valores elevados de caudal mássico e por valores de relação de pressão reduzidos. Este fenómeno acontece quando o ponto de operação do compressor se encontra à direita da linha de estrangulamento (*Choke line*), sendo também esta uma linha que delimita a zona de funcionamento estável do compressor, ilustrada na Figura 2.28 (Bloch, 2006; Constantine D. Rakopoulos & Giakoumis, 2009).

A ocorrência do *Choke* é consequência de uma limitação física do compressor quando é sujeito a uma tentativa de aumento da quantidade de caudal mássico. Contudo, o aumento excessivo do caudal mássico provoca o estrangulamento do difusor, logo uma ocorrência de *Choke*. Nesse caso, só vai existir um aumento substancial da velocidade de escoamento porque, em relação ao caudal, este não aumenta pelo facto de já ter atingido o valor máximo possível pelo difusor (Heywood, 1988).

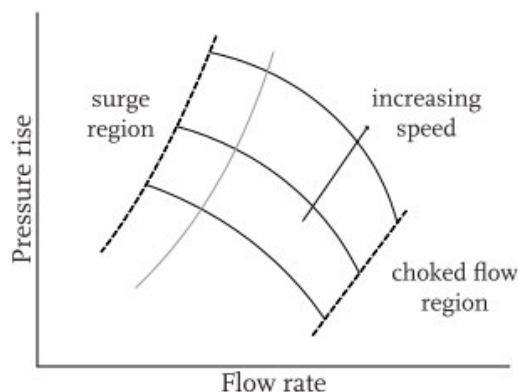


Figura 2.28: Localização da região de *Choke*, no mapa do compressor (Helvoirt, 2007).

Além disso, se não existir estrangulamento do difusor, há a possibilidade de ocorrência de ondas de choque, provocadas pelas velocidades sônicas atingidas pelo escoamento do caudal mássico, proveniente do aumento excessivo da velocidade de rotação do compressor (Helvoirt, 2007). Uma explicação mais detalhada sobre o fenômeno de *Choke* pode ser encontrada nas referências (Hiereth & Prenninger, 2007; Keyser, Gerhart, & Hays, 1994; Leufvén & Eriksson, 2011).

2.3.3 Mapa da turbina

De modo análogo ao mapa do compressor, também o mapa da turbina é caracterizado por quatro parâmetros: o caudal mássico de gases de escape corrigido, a relação de pressões, a velocidade de rotação da turbina corrigida e por fim o rendimento isentrópico da turbina.

Além destes, são definidas mais duas variáveis: *TFP-Turbine Flow Parameter* e *TSP-Turbine Speed Parameter*.

O caudal mássico de gases corrigido é dado pela seguinte Eq. 2.21:

$$\dot{m}_{g,c}[\text{kg/s}] = \dot{m}_g[\text{kg/s}] \times \sqrt{\frac{T_3[\text{K}]}{T_{ref}[\text{K}]}} \frac{P_3[\text{Pa}]}{P_{ref}[\text{Pa}]} \quad \text{Eq. 2.21}$$

onde $\dot{m}_g[\text{kg/s}]$ é o caudal mássico de gases de escape que passa pela turbina, $T_3[\text{K}]$ é a temperatura à entrada da turbina, assim como $P_3[\text{Pa}]$ é a pressão à entrada da turbina.

Também é comum o uso do parâmetro *TFP*, presente na Eq. 2.22, para apresentar os dados referentes ao caudal mássico de gases de escape que passam pela turbina, preterindo o uso da equação $\dot{m}_{g,c}[\text{kg/s}]$.

$$TFP[\text{kg} \cdot \sqrt{\text{K}}/\text{s} \cdot \text{kPa}] = \dot{m}_g[\text{kg/s}] \times \frac{\sqrt{T_3[\text{K}]}}{P_3[\text{kPa}]} \quad \text{Eq. 2.22}$$

A relação de pressões da turbina é dada pela Eq. 2.23:

$$\Pi_T[-] = \frac{P_3[\text{Pa}]}{P_4[\text{Pa}]} \quad \text{Eq. 2.23}$$

onde P_4 [Pa] corresponde ao valor de pressão à saída da turbina.

A velocidade de rotação da turbina corrigida é definida pela Eq. 2.24:

$$N_{T,c}[\text{rpm}] = \frac{N_{TC}[\text{rpm}]}{\sqrt{\frac{T_3[\text{K}]}{T_{ref}[\text{K}]}}} \quad \text{Eq. 2.24}$$

onde N_{TC} [rpm] é o valor de velocidade de rotação do veio.

É comum retirar da equação anterior o valor de T_{ref} [K], conseguindo assim definir o parâmetro TSP, presente na Eq. 2.25:

$$TSP[\text{rpm}/\sqrt{K}] = \frac{N_{TC}[\text{rpm}]}{\sqrt{T_3[\text{K}]}} \quad \text{Eq. 2.25}$$

O rendimento isentrópico da turbina é definido pela Eq. 2.26:

$$\eta_T[-] = \frac{T_3[\text{K}] - T_4[\text{K}]}{T_3[\text{K}] - T_{4,ad}[\text{K}]} \quad \text{Eq. 2.26}$$

onde T_4 [K] é o valor de temperatura à saída do compressor. A temperatura $T_{4,ad}$ [K] corresponde ao valor da temperatura adiabática, dada pela Eq. 2.27:

$$T_{4,ad}[\text{K}] = T_3[\text{K}] \times \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}} \quad \text{Eq. 2.27}$$

onde γ_g [-] é referente à relação entre as capacidades caloríficas dos gases de escape.

O trabalho específico da turbina, pode ser calculado pela Eq. 2.28:

$$w_T[\text{J}/\text{kg}] = \frac{\gamma_g \times R p_g[\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}]}{\gamma_g - 1} \times T_1[\text{K}] \times \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}} \right] \quad \text{Eq. 2.28}$$

onde $R p_g$ [J/kg.K] é referente à constante particular dos gases de escape.

A Figura 2.29 ilustra um exemplo de um mapa de operação de uma turbina.

Este exemplo apresentado Figura 2.29 não é o tipo de representação mais utilizado pelos fabricantes, visto que, estes usam mapas de acordo com o ilustrado na Figura 2.30, onde também são visíveis os valores de rendimento η_T [-].

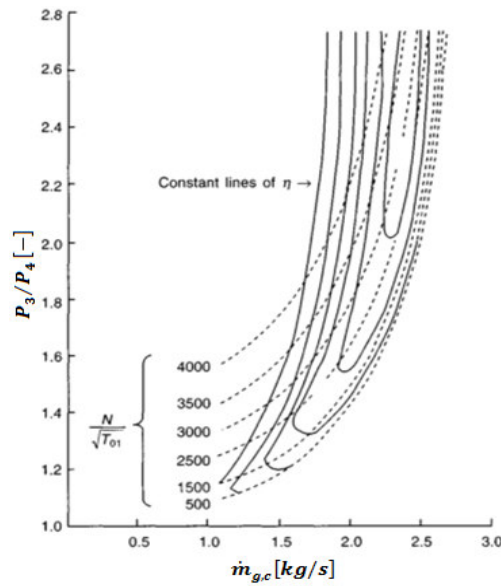


Figura 2.29: Exemplo de um mapa de operação de uma turbina (Challen & Baranescu, 1999).

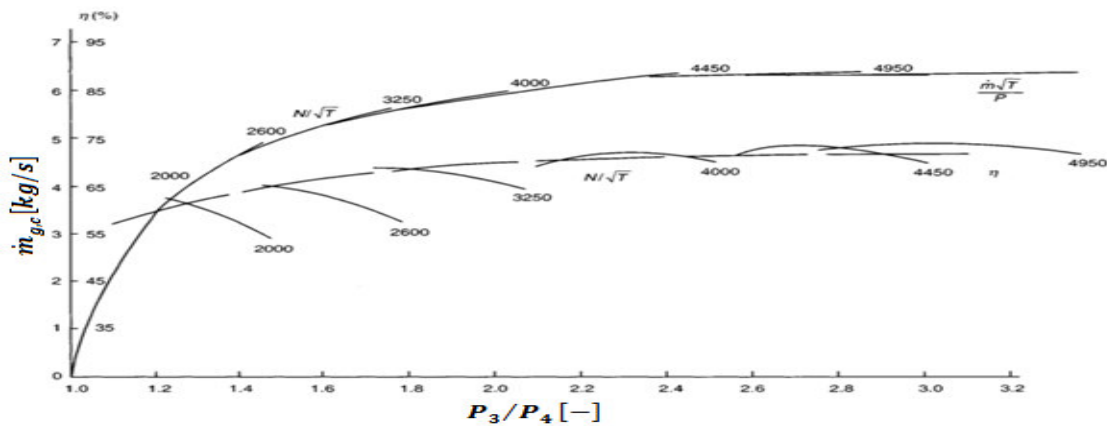


Figura 2.30: Mapa de operação da turbina, apresentação alternativa (Heywood, 1988).

2.4 Turbomatching

O desempenho dos turbocompressores depende, em grande parte, dos ângulos de entrada do fluxo de gases de escape pela voluta, do difusor e do respetivo rotor. Contudo, a correta correspondência entre o MCI e o turbocompressor só é obtida quando o caudal mássico é o específico para um determinado valor de velocidade de rotação do rotor. Fora deste ponto de funcionamento, o ângulo de entrada do gás não coincide com o ângulo das pás do rotor, logo vai ocorrer uma separação entre o fluxo e as pás. O resultado desta separação possibilita a mistura de fluxos de gases com diferentes valores de velocidade (Challen & Baranescu, 1999).

É claramente evidente que o turbocompressor não opera na sua eficiência máxima ao longo de toda a velocidade de rotação e carga do motor. Assim, 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. Esta escolha depende do tipo de aplicação.

Torna-se por isso claro que as características de funcionamento de um turbocompressor, nomeadamente no caso de um turbocompressor com *wastegate* (geometria fixa), não são idealmente adequadas para operar com o MCI em todos os regimes de funcionamento. Portanto, a sua seleção deve ser feita com alguma atenção e cuidado (Challen & Baranescu, 1999).

O método de correspondência de funcionamento entre MCI e turbocompressor é denominado por *turbomatching*. Para tal, a Figura 2.31 apresenta um exemplo de um *turbomatching* entre um MCI e o respetivo turbocompressor. No caso experimental, o *turbomatching* permite ajudar a visualizar os pontos de operação do compressor para diferentes condições de carga (*PME*) e velocidade de rotação (*N*) impostas pelo MCI.

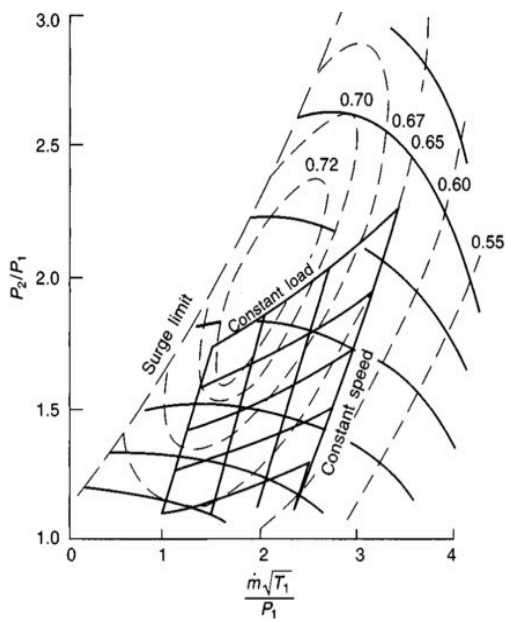


Figura 2.31: Turbomatching - sobreposição no mapa de operação do compressor dos pontos de operação do MCI (Challen & Baranescu, 1999).

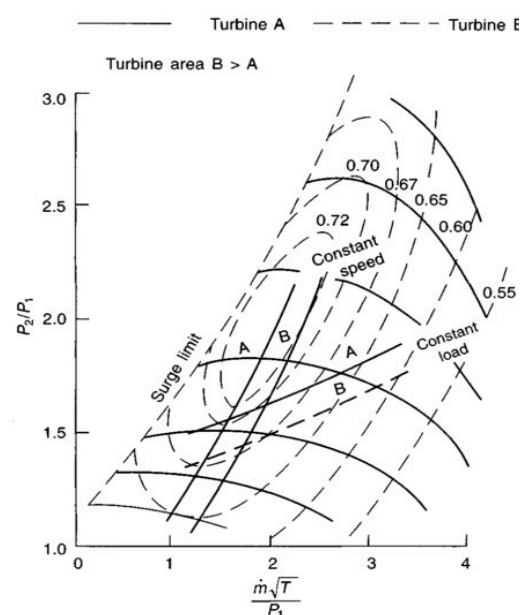


Figura 2.32: Comparação do efeito provocado pelo uso de turbinas com tamanhos diferentes no mapa do compressor (Challen & Baranescu, 1999).

Nesse caso, através da análise da Figura 2.31, é possível visualizar como é que os pontos de operação do compressor evoluem quando são sujeitos a situações de velocidade de rotação e cargas constantes impostas pelo MCI. Este tipo de análise visa selecionar o turbocompressor que mais se identifica com o tipo de requisitos impostos por cada MCI.

A informação relativa ao cruzamento da zona de operação da turbina no respetivo mapa de operação do motor é mais difícil de obter, pois os valores de caudal de gases obtidos pelo funcionamento do MCI não podem ser tomados em conta, por causa do fluxo pulsado de gases. Desta forma, não se consegue determinar com precisão a zona real de operação (Challen & Baranescu, 1999).

A Figura 2.32 apresenta no mapa de operação do compressor uma comparação e as respetivas consequências do uso de dois tamanhos diferentes de turbinas. As diferenças estão ao nível da mudança do valor da área geométrica.

Assim sendo, é possível verificar se a área geométrica da turbina é reduzida, uma vez que como consequência há um aumento do valor de pressão, bem como um aumento do valor de temperatura de compressão. Uma explicação mais detalhada sobre o *turbomatching* pode ser encontrada nas referências (Atkins, 2009; Bell, 1997).

2.5 Trabalhos relacionados

Para desenvolver a montagem experimental realizada no presente estudo foi efetuada uma pesquisa bibliográfica na procura de trabalhos relacionados. Esta pesquisa revelou que existem diversos tipos de montagens experimentais para turbocompressores, resumidos na Tabela 2.6.

Tabela 2.6: Resumo das diferentes características existentes em montagem experimentais para uso de turbocompressores.

Motor:	Diesel	Elétrico
Tipo de fluxo na turbina:	Contínuo / Constante	Contínuo / Constante
Compressor volumétrico:	Sim / Não	Sim / Não
Câmara de combustão externa:	Sim / Não	Sim / Não
Aquecedores de ar elétricos:	Sim / Não	Sim / Não

As montagens experimentais presentes nos trabalhos das referências (Galindo et al., 2006; Naundorf & Bolz, 2001; Stemler & Lawless, 1997) são aplicadas em bancadas de teste de turbocompressores. O trabalho desenvolvido por (Stemler & Lawless, 1997) apresenta uma montagem experimental composta por um MCI Diesel, um compressor volumétrico, uma câmara de combustão de gás natural e, no caso da turbina, esta era alimentada por um fluxo de gases contínuo.

(Naundorf & Bolz, 2001) desenvolveu uma montagem experimental formada pelos mesmos componentes utilizados por (Stemler & Lawless, 1997) com exceção do motor utilizado, que neste caso é um motor elétrico. Além disso, esta montagem possibilita a produção de caudais mássicos de ar aproximadamente iguais a 2.3 kg/s.

(Galindo et al., 2006) apresenta uma segunda iteração de uma montagem experimental

realizada anteriormente por (Luján, Bermúdez, Serrano, & Cervelló, 2002). Esta é constituída por um MCI Diesel, por um compressor volumétrico e no caso da turbina, esta era alimentada por um fluxo de gases de escape oriundo do MCI que poderia ser contínuo ou pulsado. A Tabela 2.7 apresenta de forma resumida a comparação de características entre as diferentes montagens experimentais referidas anteriormente.

Tabela 2.7: Resumo da comparação de características entre as diferentes montagens experimentais para teste de turbocompressores, adaptada de (Galindo et al., 2006).

Entidade	<i>“Purdue University Turbocharger Test Facility”</i>	<i>“Kratzer Automation AG & Borg-Warner Turbosystems GmbH”</i>	<i>“Universidad Politécnica de Valencia”</i>
Referência	(Stemler & Lawless, 1997)	(Naundorf & Bolz, 2001)	(Galindo et al., 2006)
Tipo de Motor	Diesel	Elétrico	Diesel
Requisitos			
Compressor Volumétrico	Sim	Sim	Sim
Travão do motor	Não	Não	Sim
Câmara de combustão externa	Sim	Sim	Não
Características de funcionamento			
Gama de temperatura	550-900 K	-	370-1100 K
Gama de caudal mássico de ar	<0.6 kg/s	<2.3 kg/s	<0.6 kg/s
Tipo de fluxo à entrada da turbina	Contínuo	Contínuo	Contínuo e pulsado
Pressão max. à entrada da turbina	3.45 bar	-	4 bar
Tipo de gás à entrada da turbina	Ar atmosférico	Combustão do gás natural	Gases de escape oriundos do MCI

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

3. Montagem Experimental

3.1 Introdução

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

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

Na secção 3.2 deste capítulo descreve as principais características do veículo utilizado e na secção 3.3 as do turbocompressor estudado. A secção 3.4 descreve o esquema da montagem experimental, apresentando as normas existentes para a realização deste tipo de trabalhos. A secção 3.5 expõe a localização física e as características técnicas mais relevantes dos sensores utilizados. A secção 3.6 apresenta a instalação elétrica realizada, a placa e o *software* de aquisição de dados programa para o efeito. A secção 3.7 descreve as características técnicas mais relevantes do banco de ensaio de potência utilizado. Por fim, as condições dos ensaios experimentais realizados são apresentados na secção 3.8.

3.2 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 do uso de um turbocompressor. A Figura 3.1 mostra uma imagem do veículo de ensaios utilizado no presente estudo. A Tabela 3.1 apresenta as características principais do veículo de ensaios.



Figura 3.1: Veículo de ensaios utilizado no presente estudo, Renault Laguna 1.9 dTi.

Para o desenvolvimento deste trabalho, foi necessário efetuar modificações nos sistemas de admissão e escape do veículo. Dada a necessidade de alteração do local de funcionamento do turbocompressor, ao qual se pretendia acoplar todo o equipamento experimental para efeitos de obtenção das respetivas características, construíram-se novos circuitos de admissão de ar e de escape. As modificações realizadas serão apresentadas em pormenor no capítulo 3.4 – “Montagem experimental”.

Tabela 3.1: Características principais do veículo de ensaios Renault Laguna 1.9 dTi (AUTODATA, 2004).

Marca	Renault
Modelo	Laguna I
Código de Motor	F9Q710
Tipo de motor	4 Cilindros, a 4 tempos Sobrealimentado
Tipo de ignição	Por Compressão
Cilindrada, [cm ³]	1870
Distribuição	OHC
Relação de compressão, (R _c)	18.3
Tipo de sobrealimentação	Turbocompressor Garrett 1544s
Pressão de sobrealimentação [bar]	0.9
Binário, [Nm]	195
Potência, [kW]	72
Combustível	Diesel
Ano de produção	1999/01

3.3 Turbocompressor

O turbocompressor estudado (Garrett - GT1544S) é o que equipa o veículo de origem. A Figura 3.2 mostra o turbocompressor e a Tabela 3.2 apresenta as características técnicas do turbocompressor GT1544S em estudo.



Figura 3.2: Turbocompressor GT1544S, da marca Garrett (GT1544s, 2012).

Tabela 3.2: Características técnicas do turbocompressor GT1544S (GT1544s, 2012).

Características do compressor:	
Ø interior do rotor, Ø _{entrada} [mm]	32.9
Ø exterior do rotor, Ø _{saída} [mm]	43.9
A/R [m]	0.33
Trim [-]	56
Nº de lâminas, N _{Lâminas}	1
Características da turbina:	
Ø interior do rotor, Ø _{entrada} [mm]	42.2
Ø exterior do rotor, Ø _{saída} [mm]	42.2
A/R [m]	0.34
Trim []	58

3.4 Montagem experimental

A montagem experimental construída para a realização do presente trabalho foi concebida tendo em conta normas e dados de exemplos constantes em diversos artigos científicos da área em estudo.

A montagem experimental obedeceu a dois requisitos principais: no primeiro pretendia-se que a montagem seria aplicada no veículo de ensaios atrás descrito e não numa bancada; o segundo impunha que as condições de funcionamento do turbocompressor em estudo seriam condições reais de funcionamento impostas pelo MCI do veículo de ensaios e não seriam utilizadas condições de funcionamento simuladas.

Algumas das montagens experimentais atrás referidas não cumprem alguns destes requisitos. É exemplo disso o trabalho realizado por (Naundorf & Bolz 2001) e por (Stemler & Lawless 1997). A montagem realizada por (Galindo et al. 2006) possibilitou que alguns dos seus conceitos fossem aplicados na montagem experimental do presente estudo, como é o caso da localização dos sensores de pressão, temperatura, entre outros.

Neste contexto, a realização da montagem experimental teve em consideração os seguintes aspetos:

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

Conforme referido no capítulo 2, a caracterização do funcionamento do turbocompressor pode ser descrito através da medição de diversos parâmetros. A Tabela 3.3 apresenta as variáveis necessárias para a caracterização do funcionamento do turbocompressor, quando este está sujeito às condições impostas pelo MCI. Nesta tabela as variáveis T_{Col} , $T_{In,T}$ e $T_{Out,T}$ não foram alvo de uma análise tão exaustiva, como a análise realizada às restantes variáveis referidas anteriormente. O seu uso serviu apenas como forma de visualização da evolução da temperatura dos gases de escape ao longo da linha de escape, mais propriamente, desde que saem pelo coletor de escape até saírem axialmente pela turbina.

Tabela 3.3: Apresentação das variáveis medidas.

Componente	Local	Parâmetro	Unidade	Sigla	Transdutor
Compressor	Entrada	Temperatura	[°C]	T_1	Termopar tipo K, <i>Correge</i>
	Saída	Temperatura	[°C]	T_2	Termopar tipo K, <i>Correge</i>
	Entrada	Pressão	[bar]	P_1	Sensor de pressão, <i>Freescale</i>
	Saída	Pressão	[bar]	P_2	Sensor de pressão, <i>Freescale</i>
	Entrada	Caudal de ar	[kg/h]	MAF	Sensor de massa de ar, <i>Bosch</i>
	Entrada	Velocidade de rotação	[rpm]	N_{TC}	Sensor de rotação, <i>Garrett</i>
Turbina	Entrada	Temperatura	[°C]	T_3	Termopar tipo K, <i>Correge</i>
	Saída	Temperatura	[°C]	T_4	Termopar tipo K, <i>Correge</i>
	Entrada	Pressão	[bar]	P_3	Sensor de pressão, <i>Kistler</i>
	Saída	Pressão	[bar]	P_4	Sensor de pressão, <i>Kistler</i>
	Saída	Coefficiente de excesso de ar	[-]	λ	Sensor Lambda, PLM MoTeC
Variáveis extra					
MCI	-	Velocidade de rotação	[rpm]	N	Sensor indutivo
	Saída	Temperatura	[°C]	T_{col}	Termopar tipo K, <i>Correge</i>
Turbina	Entrada	Temperatura	[°C]	$T_{In,T}$	Termopar tipo K, <i>Correge</i>
	Saída	Temperatura	[°C]	$T_{Out,T}$	Termopar tipo K, <i>Correge</i>

3.4.1 Normas

Para o presente trabalho utilizaram-se dados e procedimentos constantes na norma ASME PTC 10 (Keyser et al., 1994) e nas referências (Galindo et al., 2006; Garigilio, Bellerate, & Marchese, 2004). A Tabela 3.4 revela uma comparação de valores típicos de distâncias utilizadas neste tipo de montagens experimentais. Por outro lado, a Figura 3.3 apresenta todas as informações relativas ao dimensionamento da montagem experimental do presente trabalho.

Tabela 3.4: Tabela comparativa de distâncias entre a localização dos sensores e o turbocompressor nas várias montagens experimentais consultadas.

Distância dos sensores ao turbocompressor [mm]				
Sensor	Especificação Fuero WP6	Norma ASME PTC 10	Universidade Politécnica de Valência	Instituto Politécnico de Leiria
Referência	(Garigilio et al., 2004)	(Keyser et al., 1994)	(Galindo et al., 2006)	
MAF	4 - 10 Ø	-	16.5 Ø	7.5 Ø _A
P_1	2 - 5 Ø	457.4	3.5 Ø	3 Ø _A
T_1	Inferior a (2 - 5) Ø	152.4	4.5 Ø	2 Ø _A
P_2	5 - 10 Ø	304.8	7.5 Ø	8.5 Ø _B
T_2	Mais de (5 - 10) Ø	508	8.5 Ø	7.5 Ø _B
P_3	2 - 5 Ø	457.4	8.5 Ø	4 Ø _C
T_3	Mais de (2 - 5) Ø	152.4	7.5 Ø	3 Ø _C
P_4	(5 - 10) Ø	304.8	7.5 Ø	8.5 Ø _D
T_4	Menos de (5 - 10) Ø	508	8.5 Ø	7.5 Ø _D
λ	-	-	-	10 Ø _D

Por sua vez, a Figura 3.4 apresenta geralmente todos os constituintes (sensores, ligações elétricas, sistema de aquisição de dados e o MCI) da montagem experimental realizada. A legenda da Figura 3.4 está visível na Tabela 3.5. Além disso, esta ainda apresenta a descrição dos componentes constituintes da montagem experimental realizada (ver Figura 3.4).

Tabela 3.5: Descrição dos componentes constituintes da montagem experimental realizada.

Nº	Descrição dos componentes	Siglas
Secção A - Conduta de Pré-Compressão		
1	Filtro de ar	
2	Sensor de massa de ar	MAF
3	Sensor de pressão <i>Freescale</i> - MPX4250AP	P₁
3a	Local de medição de pressão estática P ₁	
4	Sensor de pressão <i>Freescale</i> - MPX4250AP	P₂
4a	Local de medição de pressão estática P ₂	
5	Sensor de temperatura - Termopar tipo K	T₁
6	Sensor de velocidade de rotação do Turbocompressor	N_{TC}
Secção B - Conduta de Pós-Compressão		
7	Sensor de temperatura - Termopar tipo K	T₂
8	<i>Intercooler</i>	
9	Colector de admissão	
10	Motor de combustão interna	MCI
11	Colector de escape	
12	Sensor de velocidade de rotação do MCI	N
Secção C - Conduta de Pré-Expansão		
13	Sensor de temperatura - Termopar tipo K	T_{Col}
14	Sensor de temperatura - Termopar tipo K	T₃
15	Sensor de temperatura - Termopar tipo K	T_{In,T}
16	Sensor de pressão <i>Kistler</i> - 4045A5V64	P₄
16a	Local de medição de pressão estática P3	
Secção D - Conduta de Pós-Expansão		
17	Sensor de pressão <i>Kistler</i> - 4045A2V64	P₄
17a	Local de medição de pressão estática P4	
18	Sensor de temperatura - Termopar tipo K	T_{Out,T}
19	Sensor de temperatura - Termopar tipo K	T₄
20	Sonda Lambda	λ
21	Fonte de alimentação externa – ITT AX323 Metrix	
22	Placas de acondicionamento de sinal - NI SSC 68	
23	Computador com as placas de Aquisição de dados - NI PCI 6225	
24	Conjunto de cablagem referente a termopares	
25	Conjunto de cablagem referente aos restantes sensores utilizados	

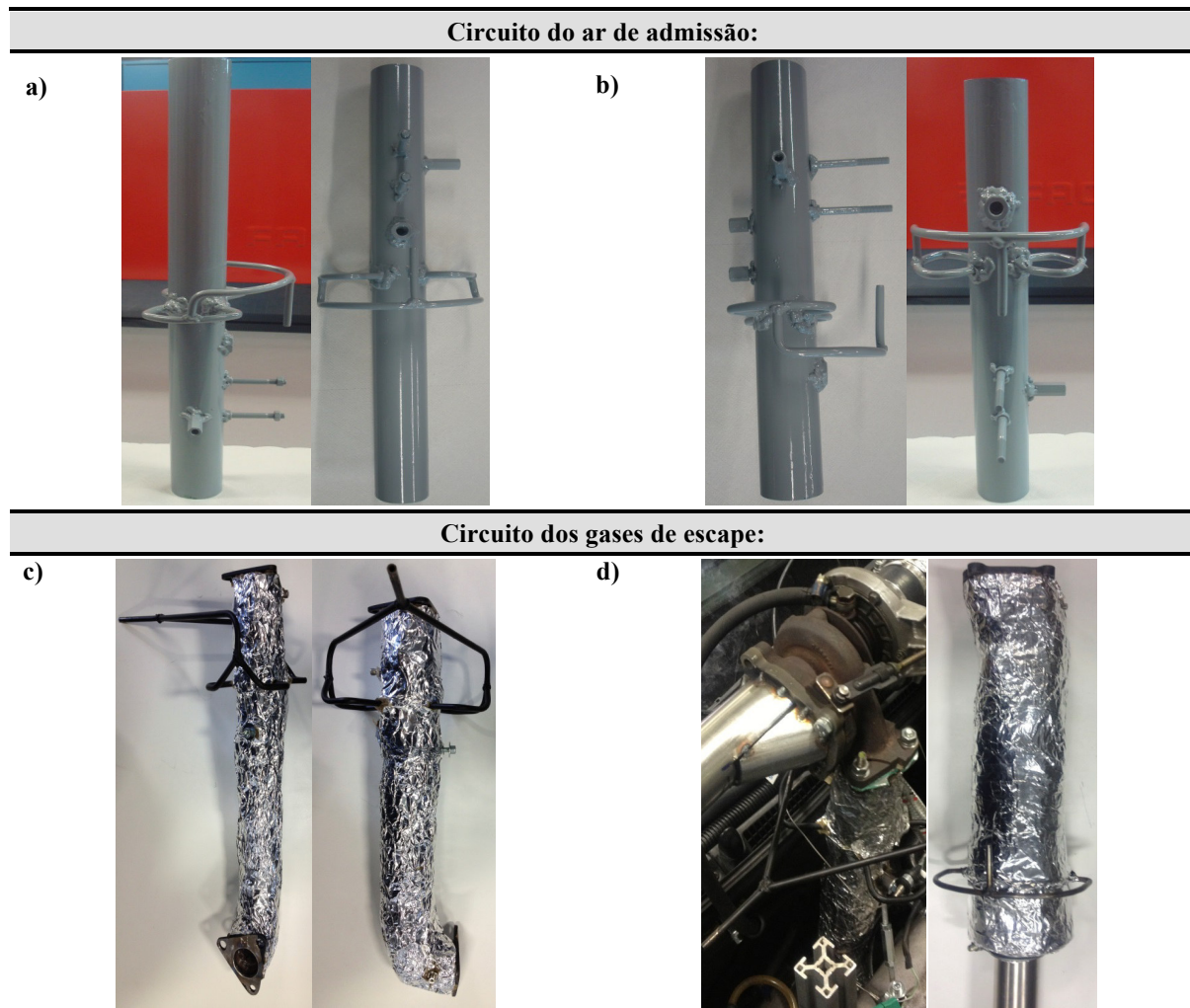


Figura 3.5: Montagem experimental seccionada: a) Secção A - Conduta pré-compressão; b) Secção B - Conduta pós-compressão; c) Secção C - Conduta pré-expansão; d) Secção D - Conduta pós-expansão.

3.5 Aquisição e tratamento de dados

3.5.1 Medição da pressão estática do ar de admissão e dos gases de escape

Na medição da pressão estática do ar de admissão foram utilizados dois sensores de pressão piezoresistivos *Freescale MPX4250 AP*. A medição da pressão estática dos gases de escape, foi efetuada através do uso de dois sensores de pressão, igualmente do tipo piezoresistivo *Kistler 4045A2V64* e *Kistler 4045A5V64*. A utilização de sensores *Kistler* implica a utilização de um amplificador de sinal (*Kistler 4618A2*). Na Tabela 3.6 encontram-se representados os sensores utilizados para medição da pressão estática do ar de admissão e dos gases de escape, incluindo a respectiva gama de medição.

Tabela 3.6: Sensores utilizados para medição da pressão estática do ar de admissão e dos gases de escape e respetiva gama de medição.

Sensor	Marca	Modelo	Tipo	Gama de medição
P ₁	Freescall	MPX4250AP	Piezoresistivo	0 - 2.5 bar
P ₂				
P ₃	Kistler	4045A5V64	Piezoresistivo	0 - 5 bar
P ₄		4045A2V64		0 - 2 bar

A medição da pressão estática foi obtida através da união de quatro pontos de medição equidistantes, exemplificada na Figura 3.6. Para tal, foram realizados quatro pequenos furos. Cujo o diâmetro, Segundo, Garigilio et al. 2004, pode ser no máximo até 0.1 vezes do diâmetro do respetivo tubo. O objetivo da realização de quatro furos será obter um valor médio de pressão estática do respetivo escoamento. Este valor médio foi obtido através da aplicação do conceito de um coletor 4-2-1 (Benedict, 1984).

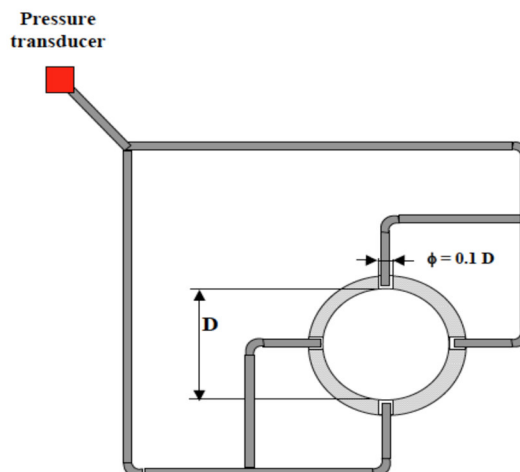


Figura 3.6: Esquema de medição da pressão estática (Garigilio et al., 2004).

Além da obtenção do valor médio de pressão estática, esta metodologia de medição permite efetuar medições da pressão a temperaturas mais baixas, isto é, a temperatura do gás no final do coletor de medição é muito mais baixa do que se a medição fosse realizada diretamente no escoamento. Esta é uma questão a ter em conta visto que os sensores de pressão utilizados têm uma temperatura máxima de funcionamento relativamente baixa (<120°C) quando comparada com a temperatura dos gases de escape.

Uma das formas de medir a pressão em escoamentos a temperaturas elevadas com sensores de pressão com baixas temperaturas de funcionamento é utilizar um adaptador que realize a função de refrigeração dos sensores de pressão, como é o caso dos *Kistler 7511*. Este sensor tem um adaptador que permite a recirculação de um fluido (água), arrefecendo todo o corpo do sensor (ver Figura 3.12).

Sensores de pressão Freescale MPX4250AP

Na maioria dos trabalhos experimentais revistos, são utilizados sensores de pressão MPX4250AP (Galindo, Serrano, Climent, & Tiseira, 2008; Macián, Luján, Bermúdez, & Guardiola, 2004; Pereira, 2011). Estes sensores são de baixo custo, tamanho reduzido, fácil instalação e boa precisão de leitura.

Os sensores de pressão *MPX4250AP* contêm no seu interior um microfilme com transdutor piezoresistivo, visível na Figura 3.7. Um resumo das características mais importantes deste tipo de sensor está disponível na Tabela 3.7.

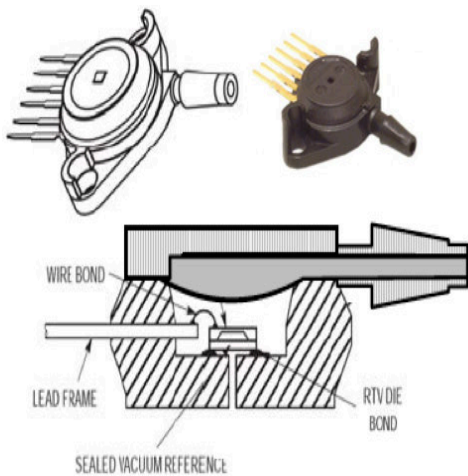


Figura 3.7: Corpo do sensor de pressão *Freescale MPX4250AP* (Freescale MPX4250A, 2012).

Tabela 3.7: Características dos sensores de pressão *Freescale MPX4250AP* (Freescale MPX4250A, 2012).

Marca	<i>Freescale</i>
Modelo	<i>MPX4250AP</i>
Gama de leitura	20 a 250 kPa
Temperatura de funcionamento	-40 a 125 °C
Erro máximo de leitura (0 a 85 °C)	± 1.5% V_{FSS} ± 3.45 kPa
Sensibilidade	20 mV/kPa
Resposta (10 a 90 % da gama)	1.0 ms
Tensão de alimentação	4.8 a 5.4 V
Frequência de ressonância	2764 Hz

A Figura 3.8 mostra a curva característica e respetiva função de transferência do sensor *Freescale MPX4250AP*. É possível verificar que estes sensores têm a necessidade de serem alimentados externamente, através de uma fonte de alimentação estabilizada, com um valor de tensão fixo de 5.1 V. Contudo, este valor viria a ser mais tarde alterado para 5.206 V, por motivos de calibração de todos os sensores de pressão (ver Anexo I)

Refira-se que em montagens experimentais realizadas anteriormente, ocorreram diversos problemas relacionados com este tipo de sensores (e.g., Pereira, 2011). Para evitar esses problemas foram realizadas algumas modificações tanto no corpo destes sensores, como nas suas ligações elétricas. O Anexo II apresenta os aspetos mais importantes na montagem dos sensores de pressão *MPX4250AP*.

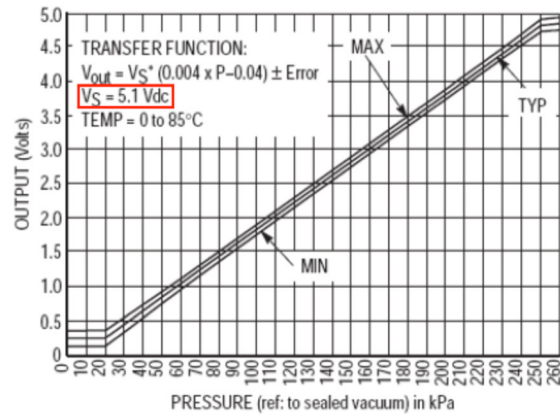


Figura 3.8: Curva característica e respectiva função de transferência do sensor de pressão (Freescale MPX4250A, 2012).

Sensores de pressão Kistler 4045A2V64 e 4045A5V64

Dado que os sensores de pressão *Kistler* são muito utilizados para medição de pressão dos gases de escape (Pereira 2011; Winkler & Reports 2008; Andersson 2005; Bergstrom & Brugard 1999; Andersson 2002), optou-se pela utilização destes sensores no presente trabalho. A sua utilização deve-se ao facto da temperatura dos gases de escape antes e depois da turbina ser elevada (acima dos 500 °C), impossibilitando a utilização dos sensores MPX4250AP. A Figura 3.9 mostra o Sensor de pressão *Kistler* 4045A2.

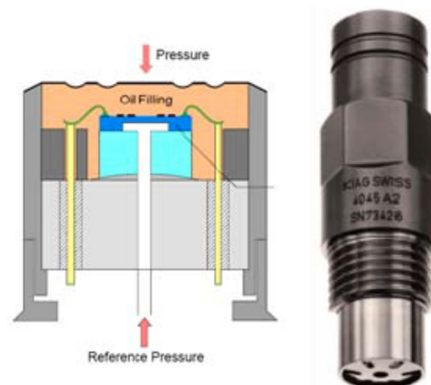


Figura 3.9: Sensor de pressão *Kistler* 4045A2 (Kistler, 2005).

O funcionamento dos sensores *Kistler*, processa-se da seguinte forma: a pressão é medida no sensor através de um fino diafragma metálico situado num elemento de medição em silicone, visível na Figura 3.9 que possui resistências piezoresistivas ligadas em ponte de *Wheatstone*, Figura 3.10.

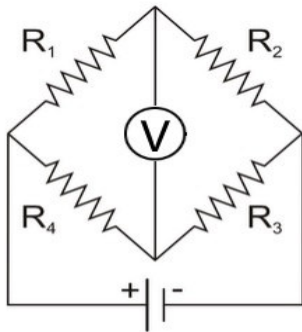


Figura 3.10: Ponte de *Wheatstone* (Atkins, 2009).

O efeito do diferencial de pressão sentido entre o valor de pressão medido e o valor de pressão de referência (pressão atmosférica) provoca um desequilíbrio no diafragma. Por consequência, a ponte de *Wheatstone* vai produzir uma tensão de saída entre os 0 e os 500 mV. Os efeitos térmicos da medição são calculados através do uso de resistências adicionais, cujo sinal de temperatura (em tensão) está disponível na saída de sinal do amplificador.

Na Tabela 3.8 e na Tabela 3.9 apresentam-se as principais características dos sensores de pressão e dos amplificadores Kistler, respetivamente.

Tabela 3.8: Características dos sensores de pressão *Kistler 4045A2V64 e 4045A5V64* (Kistler, 2005).

Fabricante:	Kistler	
Modelo:	4045A2V64	4045A5V64
Gama de leitura:	0 a 2 bar	0 a 5 bar
Temperatura de funcionamento:	20 a 120 °C	
Sobrepresão:	5 bar	12.5 bar
Linearidade:	≤ 0.3 FSO	
Sensibilidade:	50 mV/bar	100 mV/bar
Frequência natural:	>2 Hz	>30 Hz

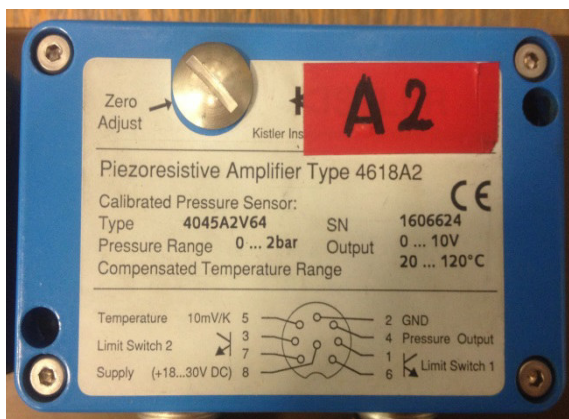


Figura 3.11: Amplificador *Kistler 4218A2*.

Tabela 3.9: Características dos amplificadores (Kistler, 2005).

Fabricante	<i>Kistler</i>
Modelo	4218 ^{A2}
Sinal de pressão em tensão	0 a 10 V
Resposta "Rise/Fall time (10..90%; UA=±10 Vpp)	<7 μs
Resposta em frequência (UA=±10 Vpp) -5%	0 a 19 kHz
Resposta em frequência A ±10 Vpp -3 dB	0 a 40 Hz
Sinal de temperatura em tensão	10 mV/K
Sinal de temperatura - Erro	±3°C

Devido à elevada temperatura dos gases de escape, ao sensor de pressão *Kistler 4045A5V64* foi adicionado um adaptador, o *Kistler 7511*, visível na Figura 3.12. Este adaptador tem como função refrigerar todo o corpo do sensor através da recirculação de um fluido (água). Com a adição deste adaptador é possível realizar medições da pressão em escoamentos com temperaturas mais elevadas que a temperatura de funcionamento do sensor. O Anexo I apresenta a metodologia de calibração utilizada para este tipo de sensores.



Figura 3.12: Adaptador de refrigeração Kistler 7511, para os sensores de pressão Kistler.

3.5.2 Medição da temperatura do ar de admissão e dos gases de escape

Para medição de temperatura existe um grupo variado de sensores: termopares, PTC, NTC, entre outros. No presente trabalho, a medição de temperatura do ar de admissão e dos gases escapes foi efetuada utilizando termopares do tipo K. A Tabela 3.10 mostra um resumo dos sete termopares utilizados na medição de temperatura. Esta escolha deveu-se não só à sua facilidade de instalação e utilização, mas também ao seu reduzido custo, ampla gama de medição, precisão e rápido tempo de resposta (Kar, Roberts, Stone, Oldfield, & French, 2004).

Tabela 3.10: Sensores utilizados para medição da temperatura do ar de admissão e dos gases de escape (Correge, 2012).

Sensor	Marca	Tipo	Diâmetro
T_1 T_2	Correge	K	1 mm
T_3 T_4	Correge	K	1.5 mm
T_{Col} $T_{In,T}$ $T_{Out,T}$	Correge	K	1.5 mm

Além disso, o uso de termopares em trabalhos científicos é bastante frequente (Galindo et al., 2008; Gravdahl, Willems, Jager, & Egeland, 2000; Kar et al., 2004; Thomasson & Eriksson, 2011). A Figura 3.13 mostra uma imagem do termopar do tipo K utilizado.

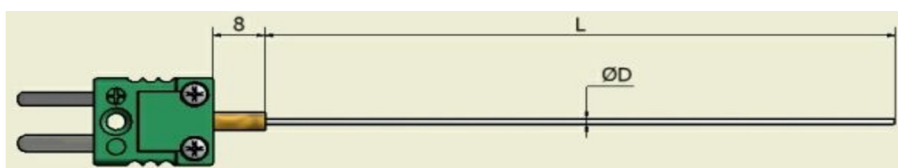


Figura 3.13: Desenho técnico do termopar tipo K utilizado (Correge, 2012).

O funcionamento dos termopares baseia-se no conhecido efeito de *Seebeck*. Este consiste na junção de dois materiais condutores de energia elétrica que geram uma tensão elétrica que varia em função da temperatura das suas junções (extremidades) (Benedict, 1984). A Figura 3.14 apresenta o esquema do funcionamento do termopar tipo K.

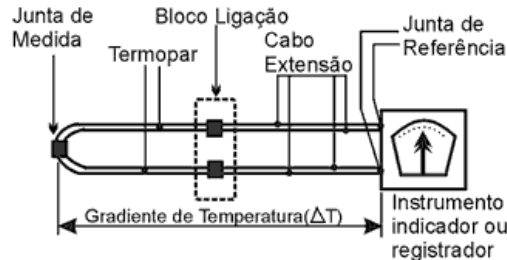


Figura 3.14: Esquema do funcionamento do termopar tipo K (Benedict, 1984).

A classificação dos termopares é efetuada em função dos materiais utilizados. O termopar tipo K, é obtido através da conjugação de Níquel-Crómio na junção quente com Níquel-Alumínio na junção fria (Kar et al., 2004). Os termopares utilizados são revestidos exteriormente por um material denominado *Inconel 600* que possui elevada resistência à corrosão e ao funcionamento a elevadas temperaturas.

Para medir as temperaturas do ar de admissão foram utilizados termopares de 1 mm de diâmetro exterior e para medir as temperaturas dos gases de escape foram utilizados termopares de 1.5 mm de diâmetro exterior. Esta escolha deveu-se ao facto de as temperaturas atingidas pelos gases de escape serem mais elevadas do que as temperaturas do ar de admissão. A utilização de termopares de maior diâmetro para medir a temperatura dos gases de escape tem como objetivo garantir maior resistência mecânica e fiabilidade de utilização. Todavia, é importante referir que o tempo de resposta aumenta com o seu diâmetro exterior (Kar et al., 2004).

A Tabela 3.11 resume as características mais relevantes dos termopares do tipo K utilizados. Quanto à instalação, 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, ilustrado na Figura 3.15.

Tabela 3.11: Características dos termopares tipo K (Correge, 2012).

Fabricante:	Correge	
Tipo:	K	
Diâmetro ext (mm)	1	1.5
Gama de medição	-40 a 1150 °C	
Precisão	±1.5 % entre -40 a 375 °C	
Sensibilidade	41 µV/°C	
Tempo de resposta (s)	0.5	0.8

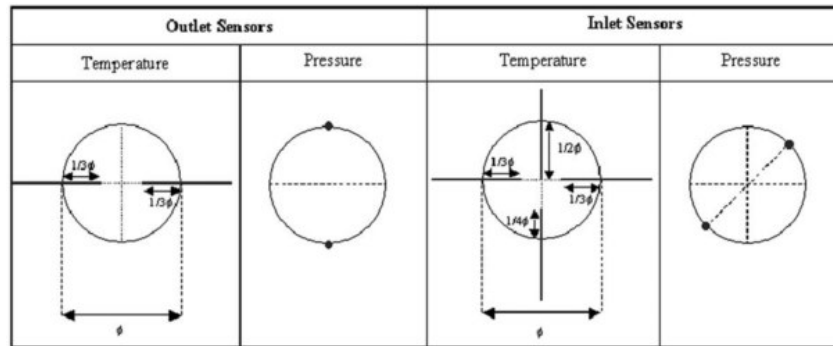


Figura 3.15: Metodologia de instalação do termopar, segundo a referência (Galindo et al., 2006).

No que diz respeito à metodologia de calibração utilizada para este tipo de sensores, esta encontra-se presente no Anexo I

3.5.3 Medição do caudal mássico de ar

Para a medição do caudal mássico de ar admitido pelo MCI foi escolhido o sensor *Bosch Hot-film air meter, Type 5*, usualmente denominado por sensor *MAF (mass air flow)* Figura 3.16. Este sensor é composto por um elemento quente, designado fio quente e que é mantido a uma temperatura de referência. Com o fluxo de ar que passa pelo sensor, o calor produzido pelo elemento é dissipado para o ar de entrada, sendo este efeito mais significativo quanto maior o fluxo de ar. O diferencial de temperatura resultante é proporcional ao fluxo de ar que passa no sensor. Este tipo de sensores é muito utilizado na indústria automóvel pelo facto de serem bastante compactos, e de apresentarem peso reduzido.

A Tabela 3.12 apresenta um resumo das principais características do sensor *MAF* utilizado. Refira-se que o sensor *MAF* não está colocado no seu corpo rígido original, estando presente num corpo de menor diâmetro interno de passagem de ar. Logo, a sua resposta em tensão para um dado caudal mássico de ar será diferente.



Figura 3.16: Sensor de massa de ar, MAF.

Além dessa modificação, existe também uma mudança em termos de diâmetros e de comprimentos na secção A – conduta pré-compressão, que é bastante diferente da conduta do circuito original de admissão de ar. Pelas razões apresentadas, existiu a necessidade de determinar a função de transferência deste sensor, resultante das respetivas modificações mencionadas.

Tabela 3.12: Características do sensor de massa de ar, MAF (Bosch HFM 2, 2012).

Marca:	<i>Bosch</i>
Modelo:	<i>Type HFM 5</i>
Temperatura de funcionamento	-40° a 120°C
Precisão	≤ 3 %
Tempo de resposta	15 ms
Gama de leitura	8 a 370 kg/h
Tensão de saída	0 a 5 V
Tensão de alimentação	12 V
Tensão de referência	5 V
Corrente de alimentação	0.1 A

Determinação da função de transferência do sensor MAF

Para determinar a função de transferência do sensor *MAF* é necessário recorrer a um fluxómetro. Este equipamento tem como função gerar uma determinada quantidade de caudal de ar. O valor máximo de caudal volúmico de ar produzido pelo fluxómetro é de 68 l/s. Este equipamento encontra-se explicado em detalhe no Anexo III.

Em seguida, submete-se o sensor *MAF* à passagem dos vários valores de caudal volúmico, apresentados na Tabela 3.13, retirando o correspondente valor em tensão de saída produzido pelo sensor *MAF*.

Contudo, é necessário referir que o valor máximo de caudal que o fluxómetro consegue produzir é inferior aos valores máximos de caudal admitidos pelo MCI. Assim, para determinar o resto dos valores da função de transferência recorreu-se à determinação da equação da curva que melhor aproxima a gama de valores medido (curva de tendência). Verificou-se que a curva que melhor aproxima estes pontos, com um coeficiente de correlação (R^2) mais próximo de 1, é do tipo potencial.

No Anexo III encontram-se os diferentes gráficos contendo as diferentes equações das linhas de tendência comparadas.

Tabela 3.13: Valores de caudal volúmico utilizados na determinação da função de transferência do sensor MAF.

Ponto nº	Caudal volúmico corrigido, [l/s]	Caudal mássico, [kg/h]	Tensão de saída, [V]
1	5.1	21.05	2.64
2	10.3	42.43	2.77
3	15.4	63.39	3.12
4	20.4	83.93	3.38
5	25.8	106.06	3.59
6	31	127.42	3.78
7	35.9	147.51	3.92
8	40.8	167.42	4.05
9	46	188.47	4.17
10	51.3	210.01	4.28
11	56.6	231.51	4.38
12	61.9	252.86	4.49
13	66.2	270.05	4.57
14	68	277.17	4.6

3.5.4 Medição da velocidade de rotação do Turbocompressor

Para saber a velocidade de rotação optou-se pelo sensor do fabricante Garrett, visível na Figura 3.17. A Tabela 3.14 apresenta as características mais relevantes de sensor.



Figura 3.17: Sensor de velocidade de rotação da Garrett.

Tabela 3.14: Características do sensor de velocidade de rotação turbocompressor (Speed sensor Garrett, 2012).

Fabricante:	Garrett
Modelo:	Sensor de rotação
Tipo de sensor	Hall
Tensão de alimentação	10 a 14 V
Temperatura de funcionamento:	20 a 120 °C
Consumo de corrente max:	50 mA
Sinal de saída em frequência	0 to 15 kHz
Impedância de saída	2.2K Ohms ±5%

Além do uso experimental, este sensor é muito utilizado comercialmente, porque após a sua instalação é possível visualizar a velocidade de rotação do turbocompressor através do mostrador analógico, incluído na compra do sensor. Além destes dois elementos, está

também incluído no conjunto um módulo de tratamento de sinal de saída e a respectiva cablagem de ligação. O sensor de velocidade de rotação é um sensor de Hall, pois envia um pulso por cada lâmina que deteta, tendo como sinal de saída, f_{in} , um sinal em frequência com uma forma de onda quadrada. Em seguida, vai ser dividido por 8, no módulo de tratamento de sinal, como se pode ver na Eq. 3.1 (Speed sensor Garrett, 2012).

$$RPM_{Turbo} = \frac{f_{out} \times 480}{N_{Lâminas}} \quad \text{Eq. 3.1}$$

O mostrador foi utilizado apenas e só como informação complementar, pois os valores medidos por este sensor estariam a ser também adquiridos pela placa de aquisição usada, ver subsecção 3.6. Como o sensor não é específico apenas para um turbocompressor, a *Garrett* inclui também neste conjunto os desenhos técnicos com as respectivas medidas, para que seja possível aplicar em diversos turbocompressores deste fabricante. Esta informação está disponível no Anexo IV.

Aplicação do sensor de rotação do turbocompressor

O turbocompressor em estudo deriva, uma vez mais, de um veículo original que não tem incluído o sensor de rotação do turbocompressor. Logo, o passo seguinte será a montagem do mesmo no turbocompressor. Para tal, foi necessário perfurar a tampa do compressor como se pode ver na Figura 3.18. O furo foi feito conforme as medidas presentes no desenho técnico da montagem que são indicadas para o turbocompressor em estudo. É também importante referir que a realização do furo deve ser feita com bastante precisão, pois em caso de erro a tampa do compressor fica inutilizada.

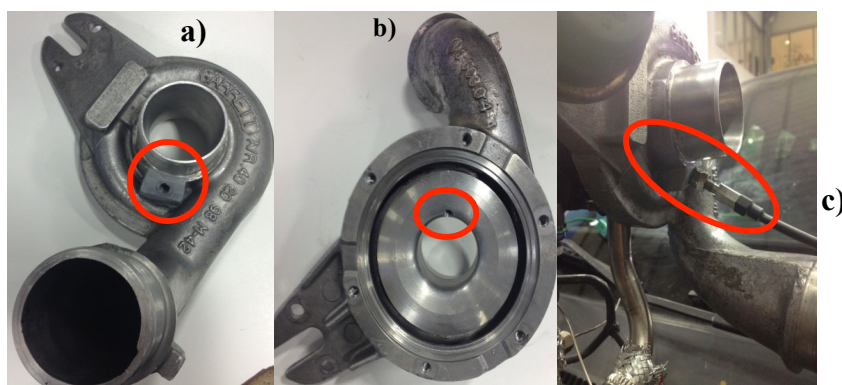


Figura 3.18: Montagem do sensor de velocidade de rotação do turbocompressor. a) Vista exterior da tampa do compressor com o furo realizado. b) Vista interior da tampa com o furo realizado. c) Sensor montado no turbocompressor.

3.5.5 Medição do valor de Lambda, λ dos gases de escape

O sensor PLM-MoTec tem a função de medir o valor de *Lambda* dos gases de escape. O sensor disponibiliza o valor de Lambda de duas formas: i) através do display disponível neste equipamento (ver na Figura 3.19); ii) ou através da leitura do sinal de saída analógica de tensão, sendo este linear ao valor de Lambda.

O sinal de tensão produzido pelo sensor PLM-MoTec é enviado para a placa de aquisição de dados com recurso a uma ligação RS232. A Tabela 3.15 apresenta as características principais do sensor PLM-MoTec.



Figura 3.19: Sensor PLM-MoTec.

Tabela 3.15: Características principais do sensor PLM-MoTec (MoTec PLM, 2012).

Fabricante:	<i>MoTec</i>
Modelo:	<i>PLM</i>
Tipo de comunicação	CAN e RS232
Tensão de alimentação	7 a 16 V
Sinal de saída	0 a 5 V
Tipo de combustível	Gasolina, Diesel, Álcool e GPL
Precisão	$\pm 1.5\%$
Gama de medição	0.7 a 32 λ

3.6 Aquisição de dados

A aquisição de dados (DAQ - Data acquisition) é o processo de medição/quantificação de um fenómeno elétrico ou físico, como é o caso da tensão, da corrente, da temperatura, da pressão ou do som, através do uso de um computador. Um sistema DAQ é constituído por sensores/transdutores, pela placa de aquisição de dados e por um computador com software de aplicação programável, como é o caso do LabVIEW. A Figura 3.20 mostra a composição de um sistema de aquisição de dados.



Figura 3.20: Composição de um sistema de aquisição de dados (National Instruments, 2013).

O sistema de aquisição de dados utilizado é composto por uma placa de aquisição de dados, a NI PCI-6225 (ver Figura 3.21) e por duas placas de condicionamento de sinal, as NI SCC-68 (ver Figura 3.22). As placas de condicionamento de sinal (NI SCC-68) são utilizadas: uma para receber em exclusivo todos os sinais oriundos dos termopares; e a outra para receber os restantes sinais, adquiridos pelos respetivos sensores mencionados anteriormente. A Tabela 3.16 apresenta as características mais relevantes da placa de aquisição utilizada.



Figura 3.21: Placa de aquisição de sinais, NI PCI-6225.

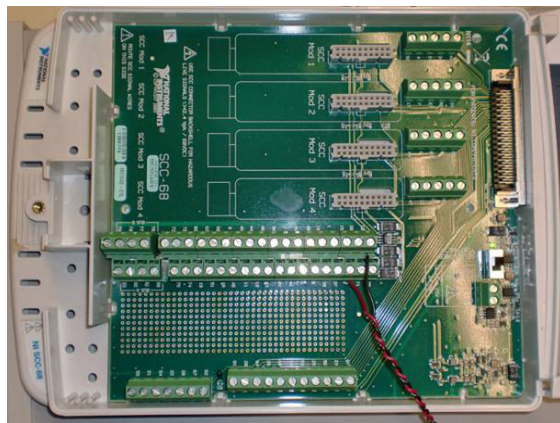


Figura 3.22: Placa de condicionamento de sinal, NI SCC 68.

Tabela 3.16: Características da placa de aquisição de dados utilizada (NI_PCI-6225, 2012).

Fabricante:	National Instruments
Modelo:	PCI-6225
Nº de entradas analógicas	80
Nº de saídas analógicas	2
Resolução do ADC	16 Bits
Taxa de amostragem máx.	250 kS/s
Precisão	± 0.05 Hz
Gama de valores de tensão de entrada	± 10 V; ± 5 V; ± 1 V; ± 0.2 V;

3.6.1 Instalação elétrica

A instalação elétrica foi elaborada e pensada com o intuito de eliminar possíveis hipóteses de geração de ruído, como é o caso da criação de ligações em curto-circuito, originadas no processo de soldadura. Além disso, visto que os termopares têm fios de ligação específicos, foi realizada inicialmente uma separação entre a cablagem relativa a todos os termopares e a cablagem dos restantes sensores utilizados.

A Figura 3.23 apresenta a separação da cablagem em dois grupos: Grupo A - fios de ligação de todos os termopares utilizados; Grupo B - fios de ligação dos restantes sensores utilizados. O Anexo V apresenta todas as ligações utilizadas, como forma de organização de todos os pontos de ligação presentes na cablagem.

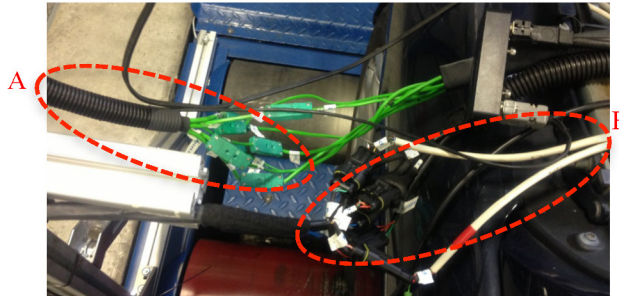


Figura 3.23: Separação da cablagem em dois grupos: Grupo A - fios de ligação de todos os termopares utilizados; Grupo B - fios de ligação dos restantes sensores utilizados.

3.6.2 Programa de aquisição e tratamento de dados

Para aquisição e tratamento de dados utilizou-se o programa de aquisição dados (*Labview-National Instruments^R*). A utilização deste *software* é mais usual em sistemas de medição ou controlo de parâmetros. Para o presente estudo, foi elaborado no *software LabVIEW^R* um diagrama de blocos e um “*script*” de visualização em tempo real dos dados adquiridos. A Figura 3.24 apresenta o diagrama de blocos criado *LabVIEW^R*.

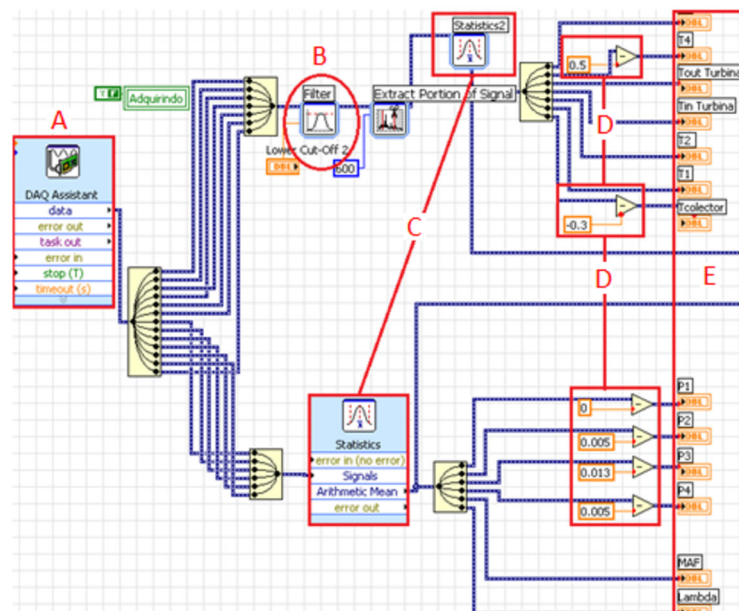


Figura 3.24: Diagrama de blocos, criado no *LabVIEW^R*.

O diagrama de blocos é um conjunto de várias funções, onde recebe, trata e posteriormente guarda os respetivos dados oriundos dos sensores anteriormente referidos.

Para melhorar a compreensão do trabalho realizado, foi feita uma divisão em pequenos grupos, de modo a identificar e explicar os vários módulos necessários à parte de aquisição e tratamento de dados por parte deste programa de aquisição de dados.

- A - Aquisição de dados, “DAQ”;
- B - Filtro passa-baixo, para os termopares;
- C - Tratamento estatístico dos dados adquiridos – média aritmética;
- D - Valores incrementados individualmente em cada sensor após calibração;
- E - Visualização dos dados adquiridos e tratados estatisticamente.

No módulo de aquisição DAQ (ver Figura 3.24, grupo A) são definidos os seguintes parâmetros: o modo de aquisição, nº de amostras e a frequência de amostragem pretendida para cada sensor em particular. Além destas definições, também é possível introduzir a curva característica do respetivo sensor. A Tabela 3.17 apresenta um resumo dos parâmetros definidos e relacionados no módulo de aquisição de dados.

Tabela 3.17: Resumo dos parâmetros definidos e selecionados no módulo da aquisição de dados.

Sensor	Min.	Max.	Unidades	Modo de aquisição “ <i>N samples</i> ”	
				Nº Amostras	Frequência
<i>MAF</i>	0	480	[kg/h]	1000	10 kHz
<i>P</i> ₁	0.2	2.5	[bar]		
<i>P</i> ₂	0.2	2.5			
<i>P</i> ₃	0	5			
<i>P</i> ₄	0	2			
<i>T</i> ₁	0	100	[°C]		
<i>T</i> ₂	0	300			
<i>T</i> ₃	0	1000			
<i>T</i> ₄	0	1000			
<i>T</i> _{col}	0	1000			
<i>T</i> _{In,T}	0	1000			
<i>T</i> _{Out,T}	0	1000			
<i>λ</i>	0.67	20.1			
<i>N</i>	0	200000	[rpm]		
<i>N</i> _{TC}	28	6000		5 kHz	

No caso do sinal de saída dos termopares, foi-lhe aplicado um filtro digital passa-baixo (ver Figura 3.24, grupo B), isto é, um filtro digital imposto no software, capaz de permitir a passagem de baixas frequências e atenuar a amplitude das altas frequências. O valor de frequência utilizada no filtro digital passa-baixo foi de 30 Hz.

Anteriormente à visualização e gravação dos dados adquiridos, é necessário realizar um tratamento estatístico que consiste na aplicação da média aritmética ao número de amostras adquiridas de todos os sensores. Após a realização das tarefas referidas acima, já é possível guardar e visualizar os dados adquiridos.

Para a visualização em tempo real dos dados adquiridos foi criado um “script” animado no software *LabVIEW^R*, contendo os mostradores digitais das várias temperaturas, da velocidade de rotação do MCI e do turbocompressor e respetivos manómetros de pressão digitais. A Figura 3.25 apresenta um exemplo de “script” de visualização em tempo real dos dados adquiridos no *LabVIEW^R*.

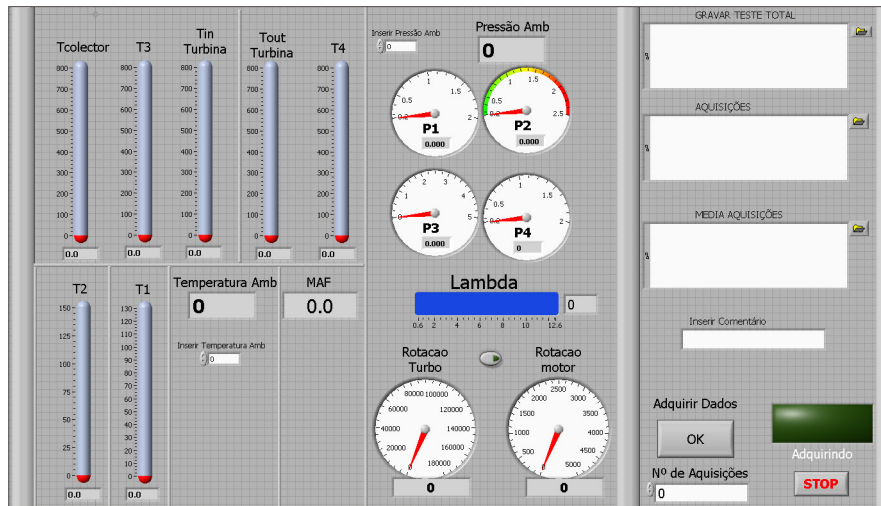


Figura 3.25: Exemplo de “script” de visualização em tempo real dos dados adquiridos no *LabVIEW^R*.

3.7 Medição da potência do veículo

A medição do valor de Potência do veículo foi realizada com recurso a um banco de ensaio de Potência. Este possibilita a criação em laboratório de inúmeras condições de funcionamento do veículo, sendo estas equivalentes às condições reais de operação do veículo em estrada. A Figura 3.26 mostra o banco de ensaio de potência MAHA LPS 2000-R100/2. A Tabela 3.18 apresenta um resumo das características mais relevantes.



Figura 3.26: Banco de ensaio de potência e veículo de testes.

Tabela 3.18: Características do banco de ensaio de potência (Dynamotmeter, 2000).

Fabricante:	Maha
Modelo:	LPS 2000-R100/2
Tipo	Banco de carroçarias 4x4
Princípio de medição	Freio elétrico (correntes de Eddy)
Velocidade máxima	260 km/h
Potência máxima (por eixo)	260 kW (355 cv)
Tolerância de medição	±2%
Velocidade do ar imposta pelo ventilador	98 km/h

3.8 Metodologia experimental

Os ensaios experimentais foram organizados da seguinte forma: 1º) definiu-se a matriz dos pontos de operação do MCI; 2º) realização dos testes de potência, de forma a determinar a potência de perdas do veículo de ensaios experimentais; 3º) definição da duração temporal dos ensaios e dos procedimentos a seguir e quais seriam as durações temporais dos ensaios, assim como as rotinas de ensaios experimentais; 4º) realização de todos os ensaios experimentais.

3.8.1 Definição dos parâmetros de medida

São vários os parâmetros que caracterizam a situação de funcionamento do MCI. No entanto para o presente estudo, os mais importantes são: a pressão média efetiva PME [bar], a velocidade de rotação N [rpm] e a potência, P [kW]. PME é um parâmetro que caracteriza a situação de carga imposta pelo MCI e o seu valor pode ser determinado pela Eq. 3.2.

$$PME[bar] = \frac{P[kW] \times n_R[-]}{V_V[dm^3] \times n[rps]} \quad \text{Eq. 3.2}$$

Onde $P[kW]$ é a potência efetiva produzida pelo MCI e $n_R[-]$ é o número de voltas da cambota, para a realização de um ciclo completo, consoante seja um MCI a dois ou quatro tempos, $n_R = 2$. O $V_V[dm^3]$ é o volume varrido (ou volume de cilindrada) pelo MCI, (Heywood, 1988).

O valor de carga PME é correspondente ao MCI. A carga $BMEP$ (*brake mean effective pressure*) é correspondente ao veículo. A carga PME e $BMEP$ relacionam-se na Eq. 3.3. Na Eq. 3.3, a carga $FMEP$ (*friction mean effective pressure*) é relativa às perdas mecânicas do veículo (Atkins, 2009). Os valores de carga $BMEP$ e $FMEP$ são obtidos através de testes de potência.

$$PME[bar] = BMEP[bar] + FMEP[bar] \quad \text{Eq. 3.3}$$

3.8.2 Condições experimentais

As condições experimentais estudadas consistem numa matriz de pontos de operação do MCI (PME e N). A escolha dos pontos de operação do MCI que fazem parte da matriz teve como objectivo abranger uma gama alargada de situações de funcionamento do MCI. Desta forma, a matriz foi constituída por diferentes velocidades de rotação N a variarem com diferentes condições de carga PME do MCI. A Figura 3.27 apresenta a matriz das condições de operação do MCI com indicação da linha de PME máxima.

Assim sendo, a velocidade de rotação N varia desde as 1500 rpm até às 4250 rpm, com intervalos de 250 rpm, resultando em 12 diferentes velocidades de rotação N . A carga PME varia desde os 2 bar até aos 10 bar, com intervalos de 2 bar, resultando em 5 diferentes situações de carga. Logo, no total serão 60 os diferentes pontos de operação do MCI. É também importante referir que a curva dos valores máximos da carga PME é proporcional à curva do binário produzido pelo MCI.

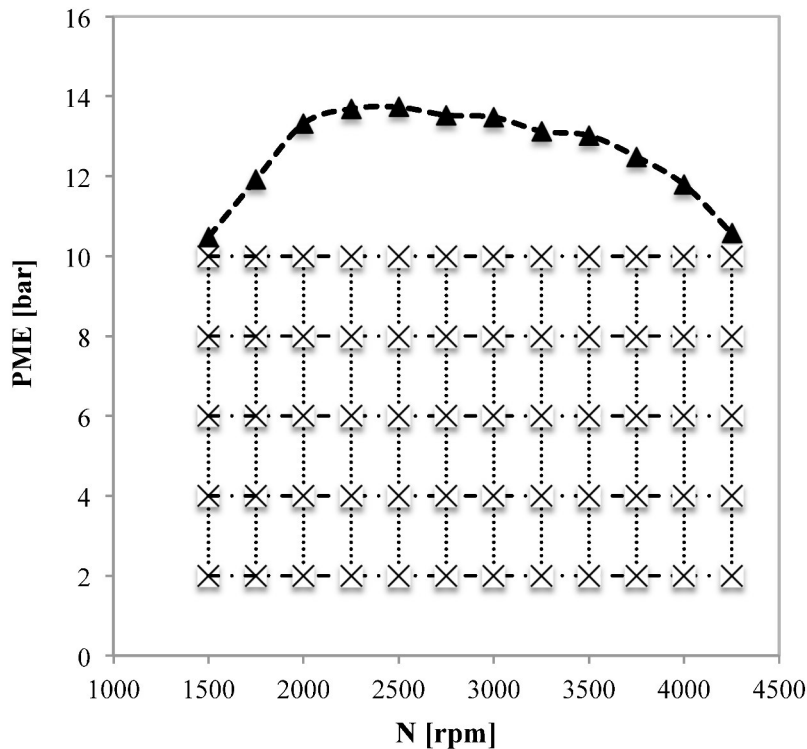


Figura 3.27: Matriz das condições de operação do MCI (60 pontos) com indicação da linha de PME máximo.

3.8.3 Banco de ensaio de potência

O banco de ensaio de potência teve dois tipos de utilização distintos. A primeira utilização envolveu todos os testes de potência (ou medição da potência contínua) realizados, de modo a determinar o valor de potência de perdas do veículo de ensaios. O segundo tipo de utilização é referente a todos os ensaios experimentais relativos aos pontos de operação presentes na matriz apresentada anteriormente. Estes ensaios são realizados a velocidade do veículo constante. A Tabela 3.19 apresenta os vários tipos de testes que é possível realizar no banco de ensaio de potência.

Tabela 3.19: Tipos de teste realizados pelo banco de ensaio de potência.

Menu principal	Menu secundário
Medição potência do motor	Medição contínua Medição discreta
Simulação com carga	Força de tração constante Velocidade constante RPM constante Condução simulada
Teste de elasticidade	-

Determinação do valor de perdas do veículo de ensaio

Uma das condições de ensaio a estabelecer seria definir qual a mudança da caixa de velocidades engrenada para realizar todos os ensaios experimentais. No entanto, esta seleção foi realizada com base no valor de potência de perdas e no valor de velocidade do veículo. Assim sendo, realizaram-se no total seis testes de potência, três deles realizados com a 3ª velocidade engrenada e os restantes ensaios realizados com a 4ª velocidade engrenada. Com o intuito de obter repetibilidade nos dados obtidos, realizaram-se repetidamente diferentes testes de potência. Após a compilação dos dados obtidos em cada teste de potência, compararam-se os valores de velocidade do veículo com os valores de potência de perdas obtidos para cada mudança de caixa de velocidades, selecionando assim a mudança mais adequada. A Tabela 3.20 apresenta um exemplo deste processo. Para visualizar todos os dados obtidos dos diferentes testes de potência, consultar o Anexo VI.

Tabela 3.20: Comparação entre o valor de potência de perdas e a velocidade do veículo em cada mudança da caixa de velocidades.

Velocidade de rotação do MCI [rpm]	Escolha da mudança na caixa de velocidades			
	3ª velocidade	4ª velocidade	3ª velocidade	4ª velocidade
	Potência	Perdas [kW]	Velocidade [km/h]	
Mín. 1500	3.2	3.75	38	52
Máx. 4250	11.25	15.65	108	147

No final, a mudança selecionada para a realização de todos os ensaios experimentais foi a 3ª velocidade, visto ser a mudança que apresentou menores valores de potência de perdas e menores valores de velocidade do veículo. A Tabela 3.21 apresenta os valores de velocidade do veículo referentes a cada velocidade de rotação N . Além disso, apresenta também a data de realização dos ensaios consoante o respetivo ponto de operação.

Tabela 3.21: Velocidade do veículo para cada velocidade de rotação N e a respetiva data de realização dos ensaios experimentais. Valores de temperatura e pressão ambientes no Laboratório EAUTO nos dias de ensaios experimentais.

N [rpm]	Velocidade do veículo [km/h]	Data	Temperatura [°C]	Pressão [mbar]
1500	38	29/Jan/13	21.0	1023
1750	45	29/Jan/13	22.4	1023
2000	57	30/Jan/13	22.4	1028
2250	57	30/Jan/13	22.6	1026
2500	64	30/Jan/13	23.2	1025
2750	70	01/Fev/13	19.2	1023
3000	77	30/Jan/13	22.3	1025
3250	83	29/Jan/13	21.9	1023
3500	89	29/Jan/13	22.1	1023
3750	96	30/Jan/13	23.3	1025
4000	102	30/Jan/13	19.7	1028
4250	108	01/Fev/13	17.8	1024

Definição de procedimentos para os ensaios

Tal como se pode observar na Tabela 3.21, não foi possível realizar todos os ensaios experimentais no mesmo dia. Foi definida uma rotina de procedimentos a realizar antes, no decorrer e no fim dos ensaios experimentais. Contudo, é importante referir que alguns destes procedimentos só seriam realizados no início de cada dia de ensaios, pois o veículo vinha de uma situação de arranque a frio.

Procedimentos de ensaio a seguir:

- 1) Verificação da pressão dos pneus do veículo em estudo, 2 bar medidos a frio;
- 2) Colocação do MCI em funcionamento, a um regime de ralenti, até o fluido lubrificante deste atingir 80% da sua temperatura normal de funcionamento (aproximadamente igual a 80°C);
- 3) Colocação do veículo em rolamento em cima dos rolos do banco de ensaio de potência em 2º *gear*, a um regime de ralenti, até o fluido lubrificante atingir os 80 °C;
- 4) Realização de dois ensaios, em que se simula uma situação de imposição de uma força de tração constante, imposta pelos rolos do banco de ensaio de potência:
 - a) Força de tração = 1000 N; Caixa de velocidades = 3ª; Duração = 8 min.
 - b) Força de tração = 1000 N; Caixa de velocidades = 4ª; Duração = 8 min.
- 5) Realização seguida de três testes de potência ao veículo de ensaios;
- 6) Realização dos ensaios experimentais nos pontos de operação selecionados;
- 7) Realização seguida de mais três testes de potência ao veículo de ensaios.

Definição da duração dos ensaios experimentais

A Tabela 3.22 apresenta a duração de todos os testes experimentais realizados. É importante referir que existe uma diminuição no tempo de estabilização nas velocidades de rotação entre as 3500 e as 4250 rpm. Essa diminuição no tempo de estabilização deve-se apenas a questões de precaução, pois a permanência em velocidades de rotação elevadas do MCI durante longos períodos de tempo pode levar à ocorrência de problemas no veículo de ensaios, impossibilitando assim a continuação da realização do trabalho experimental. Contudo, a análise dos dados experimentais revelou que os dois minutos de duração do tempo de estabilização eram suficientes para a estabilização dos valores medidos pelos termopares, visto que são estes os sensores que necessitam de mais tempo para a existência da estabilização dos valores medidos, devido, em parte ao fenómeno de inércia térmica (Atkins, 2009).

Tabela 3.22: Definição da duração temporal dos testes experimentais.

Velocidade de rotação do MCI [rpm]	PME [bar]	Tempo de estabilização [min]	Tempo total de aquisição = 1 min		
			1ª aquisição [s]	2ª aquisição [s]	3ª aquisição [s]
1500 às 3250	2, 4, 6, 8 e 10	4	20 °	40 °	60 °
3500 às 4250		2			

Assim sendo, todos os ensaios experimentais realizados para cada ponto de operação do MCI (ver Tabela 3.21), foram efetuados em situação de simulação de velocidade constante imposta pelo banco de ensaio de potência, prévia e manualmente introduzida pelo utilizador.

4. Análise de Incertezas Experimentais

4.1 Introdução

O presente estudo envolveu uma grande quantidade de dados adquiridos, sendo estes posteriormente utilizados em equações para determinar outros resultados (por exemplo, a temperatura adiabática, rendimento do compressor, entre outras). No entanto, estes processos são influenciados por vários fatores (condições atmosféricas, fator humano, calibração dos instrumentos, simplificações) que geram incertezas.

O presente capítulo está organizado em duas secções, sendo a presente a introdução. A secção 4.2 começa por explicar o método de determinação de incertezas experimentais, seguido de uma apresentação e breve discussão sobre os resultados obtidos para o cálculo das incertezas experimentais das variáveis do presente estudo. No final, serão apresentadas as conclusões obtidas após a análise dos resultados obtidos sobre as incertezas experimentais dos dados adquiridos.

4.2 Incertezas experimentais

Segundo as referências (Eurolab, 2002; Gonçalves, 2008; ITTC, 2008; Mrosek, Zahn, & Isermann, 2009), a incerteza ΔX deve ser calculada de forma diferente consoante os valores sejam medidos ou calculados. O estudo da repetibilidade das medidas efetuadas constitui, em parte, uma boa forma de aferir as incertezas experimentais (Eurolab, 2002; Gonçalves, 2008; ITTC, 2008; Mrosek et al., 2009). Assim sendo, o valor real (x) é igual ao valor medido (X) \pm a incerteza do valor medido, ΔX , tal como mostra a Eq. 4.1:

$$x = X \pm \Delta X \qquad \text{Eq. 4.1}$$

4.2.1 Tratamento dos dados adquiridos pelos vários sensores

Conforme foi explicado no capítulo anterior, para cada ponto de operação do MCI foram realizadas três aquisições em intervalos de 20 segundos, logo resultou numa enorme quantidade de dados adquiridos. Contudo, o requerido era apenas obter um valor médio de cada variável medida, que caracterizasse a situação de funcionamento do respetivo ponto de operação do MCI.

Para tal, calculou-se a média de todos os dados obtidos para cada variável medida através da seguinte Eq. 4.2.

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n X_i = \frac{X_1 + X_2 + \dots + X_n}{n} \quad \text{Eq. 4.2}$$

Contudo, é importante referir que os dados obtidos experimentalmente para cada ponto de operação do MCI não foram afetados pela questão da repetibilidade das medições. Apenas se realizaram os ensaios experimentais para cada ponto de operação uma única vez.

4.2.2 Incertezas experimentais dos resultados obtidos para as variáveis calculadas

Depois de obter os resultados dos parâmetros calculados ($T_{2,ad}$, η_C , entre outros), é possível determinar o valor de incerteza experimental existente em cada parâmetro calculado.

Assim sendo, a incerteza de uma qualquer 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 é referente a quantidades medidas que estão afetadas de um determinado valor de erro $\pm \Delta u_i$. Os Δu_i podem ser valores absolutos ou valores estatísticos. Logo, a fórmula geral da incerteza experimental pode ser escrita da seguinte forma, presente na Eq. 4.3

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

Desenvolvendo uma série de Taylor simplificada vem:

$$\begin{aligned} f(u_1 \pm \Delta u_1, u_2 \pm \Delta u_2, \dots, u_n \pm \Delta u_n) &= \\ = f(u_1, u_2, \dots, u_n) + \Delta u_1 \frac{\partial f}{\partial u_1} + \Delta u_2 \frac{\partial f}{\partial u_2} + \dots + \Delta u_n \frac{\partial f}{\partial u_n} \end{aligned}$$

Portanto, o erro absoluto é dado pela seguinte fórmula:

$$\Delta X = \left| \Delta u_1 \frac{\partial f}{\partial u_1} \right| + \left| \Delta u_2 \frac{\partial f}{\partial u_2} \right| + \dots + \left| \Delta u_n \frac{\partial f}{\partial u_n} \right| \quad \text{Eq. 4.3}$$

A título de exemplos, consideramos os cálculos efetuados para os seguintes parâmetros: Temperaturas adiabáticas $T_{2,ad}$ e $T_{4,ad}$, rendimentos do compressor e da turbina η_C e η_T respetivamente, trabalho do compressor w_C , e por fim, a potência do compressor, P_C .

Incerteza experimental da variável dependente $\Delta T_{2,ad}$

A incerteza experimental de $\Delta T_{2,ad}$ foi determinada através da Eq. 4.4. Para o cálculo de $\Delta T_{2,ad}$ são utilizados valores de três medições (T_1 , P_1 e P_2) que correspondem a valores medidos por três sensores.

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

Portanto:

$$\begin{aligned} \Delta T_{2,ad}[K] &= c_1 \cdot \Delta T_1 + c_2 \cdot \Delta P_1 + c_3 \cdot \Delta P_2 \\ c_1 &= \frac{\partial T_{2,ad}}{\partial T_1}, c_2 = \frac{\partial T_{2,ad}}{\partial P_1}, c_3 = \frac{\partial T_{2,ad}}{\partial P_2} \\ \Delta T_{2,ad}[K] &= \left| \frac{\partial T_{2,ad}}{\partial T_1} \right| \cdot \Delta T_1 + \left| \frac{\partial T_{2,ad}}{\partial P_1} \right| \cdot \Delta P_1 + \left| \frac{\partial T_{2,ad}}{\partial P_2} \right| \cdot \Delta P_2 \end{aligned}$$

Logo,

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

Eq. 4.4

Sendo: $a = \left[\frac{\gamma_{ar}-1}{\gamma_{ar}} \right]$;

Tabela 4.1: Incerteza experimental da variável dependente, $\pm \Delta T_{2,ad}$.

<i>N</i> [rpm]	<i>PME</i> [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		$c_1 = \frac{\partial T_{2,ad}}{\partial T_1}$	$c_2 = \frac{\partial T_{2,ad}}{\partial P_1}$	$c_3 = \frac{\partial T_{2,ad}}{\partial P_2}$		
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%	
<i>N</i> ↑		↑	↓	↑	↑	
	<i>PME</i> ↑	↑	↓	↑	↑	

A Tabela 4.1 apresenta os valores da incerteza experimental causada por cada um dos sensores individualmente (ΔT_1 , ΔP_1 e ΔP_2) na variável $\Delta T_{2,ad}$. Além disso, identifica também a condição de operação do MCI (*N* e *PME*) para a qual foi obtido o valor mínimo (*N* = 1750 rpm; *PME* = 10 bar) e máximo (*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 4.1 mostra o valor dos coeficientes de sensibilidade, c_1 , c_2 e c_3 , obtidos para cada uma das variáveis medidas. Estes coeficientes demonstram a influência das variáveis medidas no cálculo da incerteza de $\Delta T_{2,ad}$. A Tabela 4.1 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 cálculo da incerteza de $\Delta T_{2,ad}$, sendo responsável por um contributo de cerca de 50%.

Finalmente, a Tabela 4.1 apresenta uma indicação qualitativa da influência das condições de operação de 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.

A Figura 4.1 apresenta a variação da incerteza de $\Delta T_{2,ad}$ com a velocidade de rotação N para diferentes condições de carga PME do MCI. A Figura 4.1 revela que a incerteza de $\Delta T_{2,ad}$ tende a aumentar com o aumento da velocidade de rotação do MCI. Além disso, verifica-se também que a incerteza de $\Delta T_{2,ad}$ tende a aumentar com o aumento da carga PME , com exceção das velocidades de rotação mais baixas, entre as 1500 e 2000 rpm.

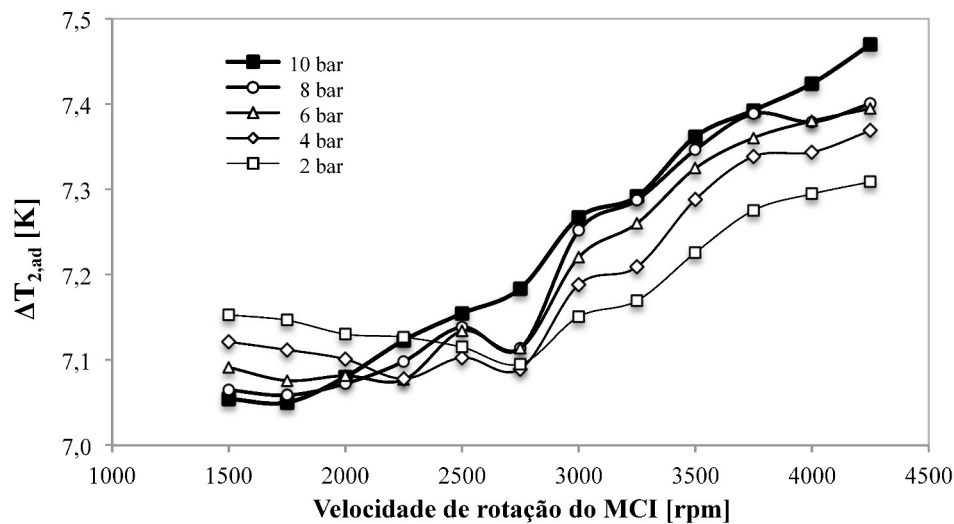


Figura 4.1: Variação da incerteza experimental de $\Delta T_{2,ad}$ com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME) do MCI.

É importante notar que existem desvios da tendência principal (exemplo $N = 2750$ rpm). Uma análise mais cuidada permitiu identificar que a razão que está na base desta observação é a variação das condições atmosféricas (pressão e temperatura) a que foram realizados os ensaios experimentais. A título de exemplo, para os ensaios realizados a $N = 2750$ rpm verificou-se que estes foram realizados num dia diferente e que estes apresentam condições atmosféricas diferentes dos restantes ensaios (ver Tabela 3.21).

Assim conclui-se, que os desvios observados se devem ao facto das condições atmosféricas não serem iguais em todos os ensaios experimentais. A utilização de bancos de ensaio com a atmosfera controlada permite eliminar a influência das condições atmosféricas dos ensaios experimentais.

Incerteza experimental da variável dependente $\Delta\eta_c$

A incerteza experimental de $\Delta\eta_c$ foi determinada através da Eq. 4.5. Para o cálculo de $\Delta\eta_c$ são utilizados valores de duas medições (T_1 e P_2) que correspondem dois sensores. Além desses é também utilizado o valor de $T_{2,ad}$, obtido através da Eq. 2.17.

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

Portanto:

$$\begin{aligned} \Delta\eta_c[-] &= c_1 \cdot T_{2,ad} + c_2 \cdot T_1 + c_3 \cdot T_2 \\ c_1 &= \frac{\partial\eta_c}{\partial T_{2,ad}}, c_2 = \frac{\partial\eta_c}{\partial T_2}, c_3 = \frac{\partial\eta_c}{\partial T_1} \\ \Delta\eta_c[-] &= \left| \frac{\partial\eta_c}{\partial T_{2,ad}} \right| \cdot \Delta T_{2,ad} + \left| \frac{\partial\eta_c}{\partial T_1} \right| \cdot \Delta T_1 + \left| \frac{\partial\eta_c}{\partial T_2} \right| \cdot \Delta T_2 \end{aligned}$$

Logo,

$$\Delta\eta_c[-] = \left| \frac{1}{T_2 - T_1} \right| \cdot \Delta T_{2,ad} + \left| \frac{T_{2,ad} - T_2}{(T_2 - T_1)^2} \right| \cdot \Delta T_1 + \left| \frac{T_1 - T_{2,ad}}{(T_2 - T_1)^2} \right| \cdot \Delta T_2 \quad \text{Eq. 4.5}$$

Tabela 4.2: Incerteza experimental da variável dependente, $\pm\Delta\eta_c$.

<i>N</i> [rpm]	<i>PME</i> [bar]	$\Delta T_{2,ad}$ [K]	$\Delta T_2 =$ ± 1.5 [K]	$\Delta T_1 =$ ± 1.5 [K]	$\pm\Delta\eta_c$ [%]	η_c [%]
Coeficientes de sensibilidade		$c_1 = \frac{\partial\eta_c}{\partial T_{2,ad}}$	$c_2 = \frac{\partial\eta_c}{\partial T_2}$	$c_3 = \frac{\partial\eta_c}{\partial T_1}$		
4250	10	9.24e-3	6.48e-3	2.76e-3	± 8.3	70.1
1500	2	7.33e-2	4.28e-2	3.05e-2	± 63.4	58.4
Contributo [%]		$\frac{c_1 \times \Delta T_{2,ad}}{\Delta\eta_c}$	$\frac{c_2 \times \Delta T_2}{\Delta\eta_c}$	$\frac{c_3 \times \Delta T_1}{\Delta\eta_c}$		
4250	10	83.3%	11.7%	5%		100%
1500	2	82.6%	10.1%	7.3%		100%
<i>N</i>↑		↓	↓	↓	↓	
	<i>PME</i>↑	↓	↓	↓	↓	

A Tabela 4.2 apresenta a incerteza experimental causada pelas variáveis intervenientes no cálculo de $\Delta\eta_c$ ($\Delta T_{2,ad}$, ΔT_1 e ΔT_2). Além disso, identifica também a condição de operação do MCI (N e PME) para a qual foi obtido o valor mínimo ($N = 4250$ rpm; $PME = 10$ bar) e máximo ($N = 1500$ rpm; $PME = 2$ bar) de $\Delta\eta_c$. Tal como se pode observar a incerteza de $\Delta\eta_c$ varia no intervalo: 8.3 – 63.4%. Conclui-se que, a variação de $\Delta\eta_c$ com as condições de operação do MCI é significativa.

Adicionalmente, a Tabela 4.2 mostra o valor dos coeficientes de sensibilidade, c_1 , c_2 e c_3 , obtidos para cada uma das variáveis medidas. Estes coeficientes demonstram a influência das variáveis medidas no cálculo da incerteza de $\Delta\eta_c$.

A Tabela 4.2 apresenta também o contributo de cada uma das variáveis medidas no cálculo da incerteza de $\Delta\eta_c$, tal como se pode observar, $T_{2,ad}$ é a variável que mais contribui para o cálculo da incerteza de $\Delta\eta_c$, sendo responsável por um contributo de cerca de 80%.

Finalmente, a Tabela 4.2 apresenta uma indicação qualitativa da influência das condições de operação do MCI (N e PME) no cálculo de $\Delta\eta_c$. Verificou-se também que, o contributo das variáveis ($T_{2,ad}$, T_1 e T_2) aumenta com o aumento da velocidade de rotação N e da carga PME do MCI.

A Figura 4.2 apresenta a variação da incerteza de $\Delta\eta_c$ com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME) do MCI. A Figura 4.2 revela que a incerteza de $\Delta\eta_c$ tende a diminuir com o aumento da velocidade de rotação do MCI. Além disso, verifica-se também que a incerteza de $\Delta\eta_c$ tende a diminuir com o aumento da carga PME .

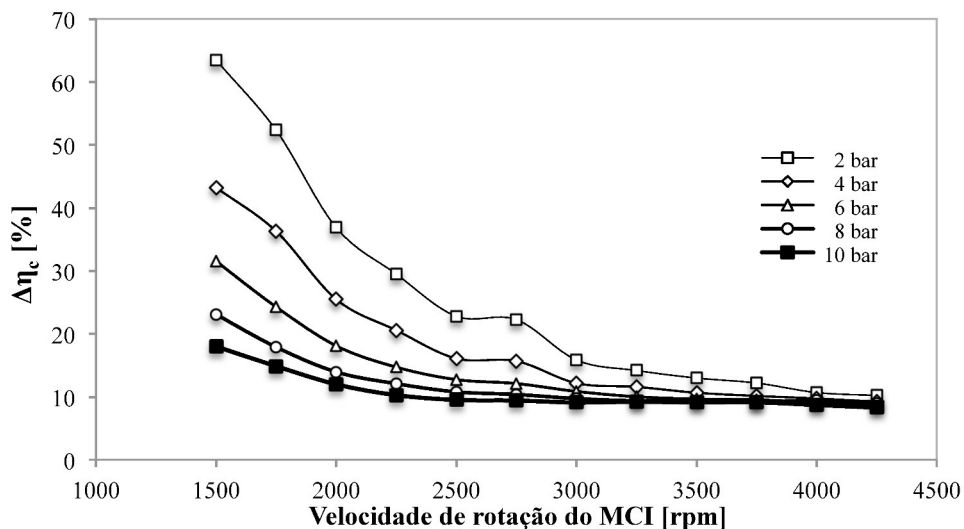


Figura 4.2: Variação da incerteza experimental de $\Delta\eta_c$ com a velocidade de rotação para as diferentes condições de carga (PME) do MCI.

Os pontos de operação onde se observam os valores de incerteza de $\Delta\eta_c$ mais reduzidos são pontos de operação a velocidades de rotação e cargas elevadas. O aumento de velocidade de rotação e da carga está associado a um aumento de temperatura. Assim conclui-se que os valores da incerteza de $\Delta\eta_c$ tendem a diminuir com o aumento da temperatura.

Incerteza experimental da variável dependente Δw_c

A incerteza de Δw_c foi determinada através da Eq. 4.6. Para o cálculo de Δw_c são utilizados valores de três medições (T_1 , P_1 e P_2) que correspondem a três sensores.

$$w_c [J/kg] = \frac{\gamma_{ar} \times R p_{ar} \left[\frac{J}{kg} \cdot K \right]}{\gamma_{ar} - 1} \times T_1 [K] \times \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_{ar}-1}{\gamma_{ar}}} \right], \text{ sendo que, } w_c = f(T_1; P_1; P_2)$$

Portanto:

$$\begin{aligned} \Delta w_c [J/kg] &= c_1 \cdot \Delta T_1 + c_2 \cdot \Delta P_2 + c_3 \cdot \Delta P_1 \\ c_1 &= \frac{\partial w_c}{\partial T_1}, c_2 = \frac{\partial w_c}{\partial P_2}, c_3 = \frac{\partial w_c}{\partial P_1} \\ \Delta w_c [J/kg] &= \left| \frac{\partial w_c}{\partial T_1} \right| \cdot \Delta T_1 + \left| \frac{\partial w_c}{\partial P_2} \right| \cdot \Delta P_2 + \left| \frac{\partial w_c}{\partial P_1} \right| \cdot \Delta P_1 \end{aligned}$$

Logo,

$$\Delta w_c [J/kg] = \left| b \times \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^a \right] \right| \cdot \Delta T_1 + \left| \frac{a \cdot b \cdot T_1 \cdot P_2^a}{P_1^{a+1}} \right| \cdot \Delta P_1 + \left| \frac{-a \cdot b \cdot T_1 \cdot P_2^{a-1}}{P_1^a} \right| \cdot \Delta P_2 \quad \text{Eq. 4.6}$$

Sendo $a = \left[\frac{\gamma_{ar}-1}{\gamma_{ar}} \right]$ e $b = \left[\frac{\gamma \times R p}{\gamma-1} \right]$;

A Tabela 4.3 apresenta a incerteza experimental causada por cada um dos sensores individualmente (ΔT_1 , ΔP_1 e ΔP_2) na variável Δw_c . Além disso, identifica também a condição de operação do MCI (N e PME) para a qual foi obtido o valor mínimo ($N = 1750$ rpm; $PME = 10$ bar) e máximo ($N = 4250$ rpm; $PME = 10$ bar) de Δw_c . Tal como se pode observar a incerteza de Δw_c varia no intervalo: 5.59 – 6.03 kJ/kg. Conclui-se então que a variação de Δw_c com as condições de operação do MCI é significante.

Tabela 4.3: Incerteza experimental da variável dependente, $\pm \Delta w_c$

N [rpm]	PME [bar]	$\Delta T_1 =$ ± 1.5 [K]	$\Delta P_2 =$ ± 3450 [Pa]	$\Delta P_1 =$ ± 3450 [Pa]	$\pm \Delta w_c$ [kJ/kg]	w_c [kJ/kg]
Coeficientes de sensibilidade		$c_1 = \frac{\partial w_c}{\partial T_1}$	$c_2 = \frac{\partial w_c}{\partial P_2}$	$c_3 = \frac{\partial w_c}{\partial P_1}$		
1750	10	1.30e+1	6.18e-1	9.46e-1	± 5.59	31.11
4250	10	2.62e+2	5.04e-1	1.13e+0	± 6.03	76.80
Contributo [%]		$\frac{c_1 \times \Delta T_1}{\Delta w_c}$	$\frac{c_2 \times \Delta P_2}{\Delta w_c}$	$\frac{c_3 \times \Delta P_1}{\Delta w_c}$		
1750	10	3.5%	38.2%	58.5%	100%	
4250	10	6.49%	28.79%	64.72%	100%	
$N \uparrow$		\uparrow	\downarrow	\uparrow	\uparrow	
	$PME \uparrow$	\uparrow	\downarrow	\uparrow	\uparrow	

Adicionalmente, a Tabela 4.3 mostra o valor dos coeficientes de sensibilidade, c_1 , c_2 e c_3 , obtido para cada uma das variáveis medidas. Estes coeficientes demonstram a influência das variáveis medidas no cálculo da incerteza de Δw_c . A Tabela 4.3 apresenta também o contributo de cada uma das variáveis medidas no cálculo da incerteza de Δw_c , tal como se pode observar, P_1 é a variável que mais contribui para o cálculo da incerteza de Δw_c , sendo responsável por um contributo de cerca de 60%.

Finalmente, Tabela 4.3 apresenta uma indicação qualitativa da influência das condições de operação de MCI (N e PME) no cálculo de Δw_c . 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.

A Figura 4.3 apresenta a variação da incerteza de Δw_c com a velocidade de rotação, (N) para diferentes condições de carga (PME) do MCI. A Figura 4.3 revela que a incerteza de Δw_c tende a aumentar com o aumento da velocidade de rotação do MCI. Além disso, verifica-se também que a incerteza de Δw_c tende a aumentar com o aumento da carga PME , com exceção das velocidades de rotação inferiores a 2000 rpm.

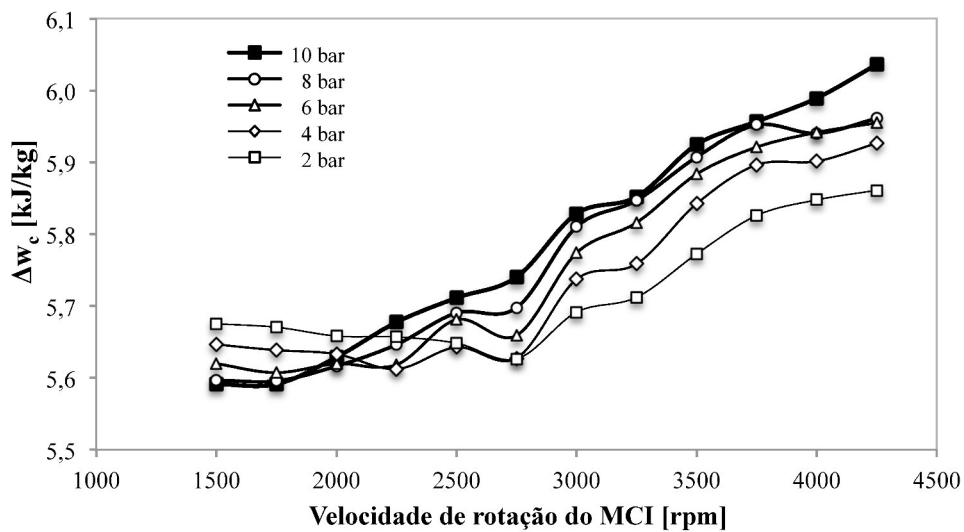


Figura 4.3: Variação da incerteza de Δw_c com a velocidade de rotação para diferentes condições de carga (PME) do MCI.

Incerteza experimental da variável dependente ΔP_c

A incerteza de ΔP_c foi determinada através da Eq. 4.7. Para o cálculo de ΔP_c são utilizados valores de ($\dot{m}_{ar,r}$ e w_c). No entanto, só a variável independente, $\dot{m}_{ar,r}$, é que é obtida experimentalmente, através do sensor *MAF*. No caso da variável w_c , esta é calculada analiticamente através da Eq. 2.19.

$$P_c [W] = w_c [J/kg] \times \dot{m}_{ar,r} [kg/s], \quad \text{sendo que,} \quad P_c = f(w_c; \dot{m}_{ar,r})$$

Portanto:

$$\begin{aligned} \Delta P_c [W] &= c_1 \cdot \Delta w_c + c_2 \cdot \dot{m}_{ar,r} \\ c_1 &= \frac{\partial P_c}{\partial w_c}, \quad c_2 = \frac{\partial P_c}{\partial \dot{m}_{ar,r}}, \\ \Delta P_c [W] &= \left| \frac{\partial P_c}{\partial w_c} \right| \cdot \Delta w_c + \left| \frac{\partial P_c}{\partial \dot{m}_{ar,r}} \right| \cdot \Delta \dot{m}_{ar,r} \end{aligned}$$

Logo,

$$\Delta P_c [W] = |\dot{m}_{ar,r}| \cdot \Delta w_c + |w_c| \cdot \Delta \dot{m}_{ar,r} \quad \text{Eq. 4.7}$$

Tabela 4.4: Incerteza experimental da variável dependente, $\pm \Delta P_c$.

N [rpm]	PME [bar]	$\Delta w_c =$ [J/kg]	$\Delta \dot{m}_{ar,r} =$ $\pm 8.3e - 4$ [kg/s]	$\pm \Delta P_c$ [kW]	ΔP_c [kW]
Coeficientes de sensibilidade		$c_1 = \frac{\partial P_c}{\partial w_c}$	$c_2 = \frac{\partial P_c}{\partial \dot{m}_{ar,r}}$		
1500	2	2.673e-2	8.005e+3	0.158	0.214
4250	10	1.091e-1	7.680e+4	0.723	8.381
Contributo [%]		$\frac{c_1 \times \Delta w_c}{\Delta P_c}$	$\frac{c_2 \times \Delta \dot{m}_{ar,r}}{\Delta P_c}$		
1500	2	96%	4%		100%
4250	10	93%	7%		100%
$N \uparrow$		\uparrow	\uparrow	\uparrow	
	$PME \uparrow$	\uparrow	\uparrow	\uparrow	

A Tabela 4.4 apresenta a incerteza experimental causada pelas variáveis intervenientes no cálculo de ΔP_c ($\Delta \dot{m}_{ar,r}$ e Δw_c). Além disso, identifica também a condição de operação do MCI (N e PME) para a qual foi obtido o valor mínimo ($N = 1500$ rpm; $PME = 2$ bar) e máximo ($N = 4250$ rpm; $PME = 10$ bar) de ΔP_c . Tal como se pode observar, a incerteza de ΔP_c varia no intervalo: 0.16 – 0.72 kW. Conclui-se então que, a variação de ΔP_c com as condições de operação do MCI é significativa.

Adicionalmente, a Tabela 4.4 apresenta o valor dos coeficientes de sensibilidade, c_1 e c_2 , obtidos para cada uma das variáveis medidas. Estes coeficientes demonstram a influência das variáveis medidas no cálculo da incerteza de ΔP_c . A Tabela 4.4 apresenta também contributo de cada uma das variáveis medidas no cálculo da incerteza de ΔP_c , tal como se pode observar, w_c é a variável que mais contribui para o cálculo da incerteza de ΔP_c , sendo responsável por um contributo de cerca de 95%.

Finalmente, a Tabela 4.4 apresenta também uma indicação qualitativa da influência das condições de operação do veículo (N e PME) no cálculo de ΔP_c . Verificou-se que o contributo das variáveis $\dot{m}_{ar,r}$ e w_c aumentam com o aumento da velocidade de rotação N e da carga PME do MCI.

A Figura 4.4 apresenta a variação da incerteza de ΔP_c com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME) do MCI. A Figura 4.4 revela claramente que a incerteza de ΔP_c tende a aumentar com o aumento da velocidade de rotação do MCI, assim como, também é visível que a incerteza ΔP_c tende a aumentar com o aumento da carga PME .

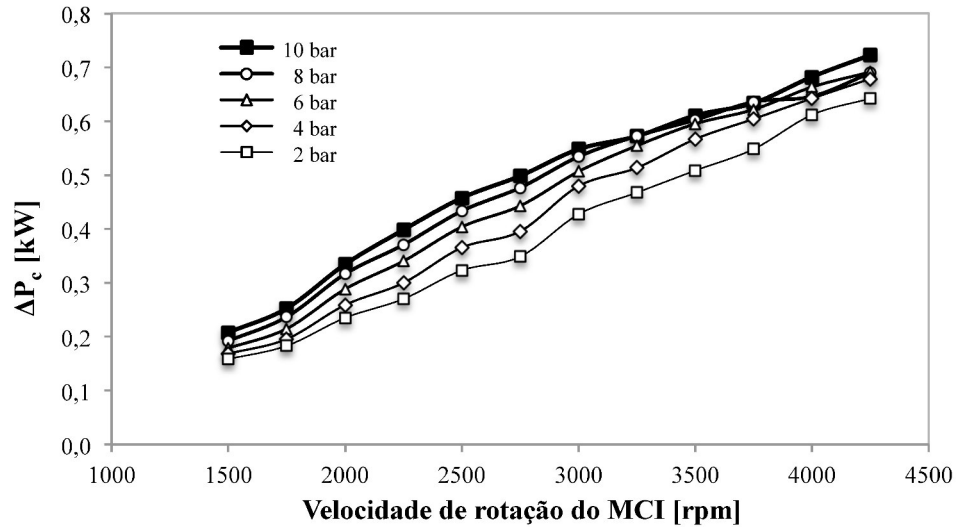


Figura 4.4: Variação da incerteza experimental de ΔP_C com a velocidade de rotação para diferentes condições de carga (PME) do MCI.

Analogamente à análise que foi realizada para o compressor, também foi feita uma análise sobre as incertezas experimentais existentes nas variáveis $T_{4,ad}$ e η_T referentes à turbina. Para tal o Anexo VII apresenta a metodologia de determinação das incertezas experimentais, seguidas dos resultados obtidos e as suas respectivas discussões .

4.2.3 Sumário

A determinação das incertezas experimentais das variáveis calculadas contribuiu para melhorar a análise de dados, assim como identificar quais as variáveis medidas que requerem mais atenção no momento da realização da montagem experimental. As Figura 4.5 a) e b) apresentam de forma qualitativa um resumo dos contributos que cada variável medida tem na determinação da incerteza experimental das variáveis calculadas.

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

b)	$\Delta T_{4,ad}$	$\Delta \eta_T$
ΔT_3	++	++
ΔP_3	++++	-
ΔP_4	+++	-
ΔT_4		+++

Figura 4.5: Variação das incertezas experimentais das variáveis calculadas ($\Delta T_{2,ad}$; $\Delta \eta_C$; ΔP_C ; Δw_C ; $\Delta T_{4,ad}$ e $\Delta \eta_T$) em função das variáveis medidas (ΔT_1 ; ΔP_1 ; ΔT_2 ; ΔP_2 ; $\Delta \dot{m}_{ar,r}$; ΔT_3 ; ΔP_3 ; ΔT_4 e ΔP_4). Escala de influência qualitativa da variável medida na variável calculada: - não dependente; + insignificante; ++ pouco importante; +++ importante; ++++ muito importante.

A Figura 4.6 a) e b) apresentam de forma qualitativa um resumo dos contributos que cada variável calculada ($\Delta T_{2,ad}$; $\Delta \eta_C$; ΔP_C ; Δw_C ; $\Delta T_{4,ad}$ e $\Delta \eta_T$) tem na determinação da incerteza experimental de outras variáveis calculadas ($\Delta \eta_C$; ΔP_C 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

	$\Delta T_{4,ad}$	$\Delta \eta_T$
$\Delta T_{4,ad}$	X	++++
$\Delta \eta_T$	-	X

Figura 4.6: Variação das incertezas experimentais das variáveis calculadas ($\Delta \eta_C$; ΔP_C e $\Delta \eta_T$) em função das variáveis calculadas ($\Delta T_{2,ad}$; $\Delta \eta_C$; ΔP_C ; Δw_C ; $\Delta T_{4,ad}$ e $\Delta \eta_T$). Escala de influência qualitativa da variável medida na variável calculada: - não dependente; + insignificante; ++ pouco importante; +++ importante; ++++ muito importante.

Por fim, conclui-se que através da escala de influência, identifica-se ΔP_1 e ΔP_3 como as variáveis medidas mais importantes no contributo da incerteza experimental.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

5. Apresentação e Análise de Resultados

5.1 Introdução

O presente capítulo é dedicado à apresentação e discussão dos resultados obtidos e calculados, na sua maioria com recurso a folhas de cálculo programadas para o efeito (Microsoft Excel).

A secção 5.2, faz uma breve apresentação dos dados externos ao sistema de aquisição realizado.

A secção 5.3 apresenta todos os resultados obtidos referentes à caracterização experimental do compressor, sendo que cada apresentação é seguida de uma breve discussão. No final desta secção apresenta-se o realização do *turbomatching*, obtido através da conjugação das zonas de funcionamento do MCI e do compressor.

A secção 5.4 apresenta os resultados obtidos para a caracterização da turbina, sendo que cada apresentação é seguida de uma breve discussão. No final desta secção são apresentados os resultados e a metodologia usada para a estimativa analítica da determinação do caudal mássico de gases de escape que passa pela turbina.

5.2 Apresentação de outros dados adquiridos

Além dos dados recolhidos através do sistema de aquisição sensorial realizado, foram também adquiridos valores para a monitorização, tanto do funcionamento do banco de ensaio de potência, como dos parâmetros de funcionamento do veículo de testes. A Tabela 5.1 apresenta as variáveis recolhidas externamente ao sistema de aquisição realizado.

Tabela 5.1: Variáveis recolhidas externamente ao sistema de aquisição realizado.

Equipamento	Descrição
Banco de potência	Força de tração [N]
	Velocidade de rotação dos rolos [km/h]
Equipamento de diagnóstico, <i>Texa</i>	Velocidade de rotação do motor [rpm]
	Temperatura do combustível [°C]
	Temperatura da água [°C]
	Caudal mássico de ar aspirado [kg/h]
	Quantidade de combustível injetado [mg/ciclo]

O principal motivo da aquisição externa destes valores deve-se à possibilidade de identificação da ocorrência de problemas relacionados com a operação do veículo no decorrer da realização dos ensaios experimentais.

A aquisição destes dados foi realizada em contínuo para um determinado regime de rotação do MCI fixo, variando a PME. Como exemplo, a Figura 5.1 apresenta a aquisição dos valores de força de tração e velocidade de rotação dos rolos do banco de potência para uma velocidade de rotação $N = 4250$ rpm com variação da carga PME desde os 2 até 10 bar.

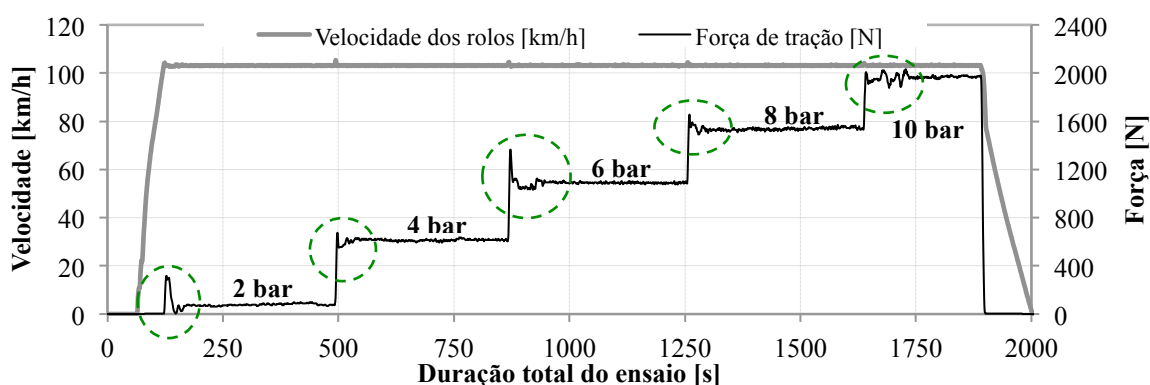


Figura 5.1: Aquisição dos valores de força de tração e velocidade de rotação dos rolos do banco de ensaio de potência para uma velocidade de rotação de $N = 4250$ rpm com variação da carga PME desde os 2 até 10 bar.

Pode observar-se que a aquisição dos dados para as várias situações de carga mantendo a rotação do MCI constante, foi realizada a velocidade constante e que a cada aumento da carga PME do MCI corresponde a um aumento da força de tração imposta pelo banco. É também visível na Figura 5.1, o período de tempo de estabilização das condições de funcionamento do veículo para cada situação de carga correspondente (assinalado a tracejado verde).

5.3 Caracterização experimental do compressor

As variáveis adquiridas para posterior caracterização do compressor em estudo foram, a $\dot{m}_{ar,r}$, P_1 , P_2 , T_1 , T_2 e N_{TC} , conforme foram apresentados na Figura 3.4 relativa à montagem experimental realizada.

5.3.1 Análise e discussão de resultados

A apresentação dos dados adquiridos será feita com recurso a gráficos e a uma tabela resumo, isto é, enquanto os gráficos apresentam todos os valores adquiridos pelos sensores referentes a cada ponto de operação, a tabela apresenta apenas os dados adquiridos referentes a uma condição de carga PME constante.

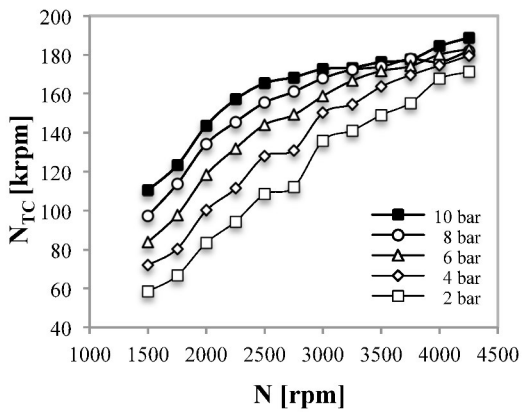


Figura 5.2: Variação da velocidade de rotação do turbocompressor (N_{TC}) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME).

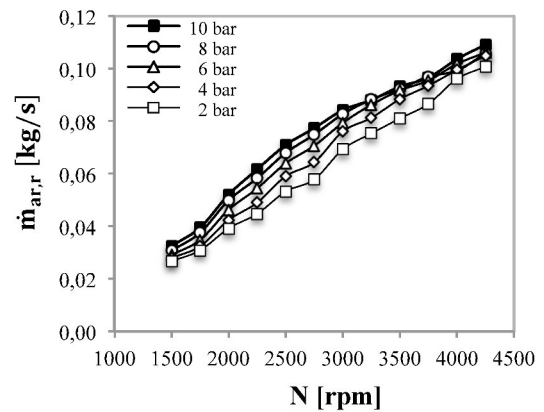


Figura 5.3: Variação do caudal mássico de ar ($\dot{m}_{ar,r}$) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME).

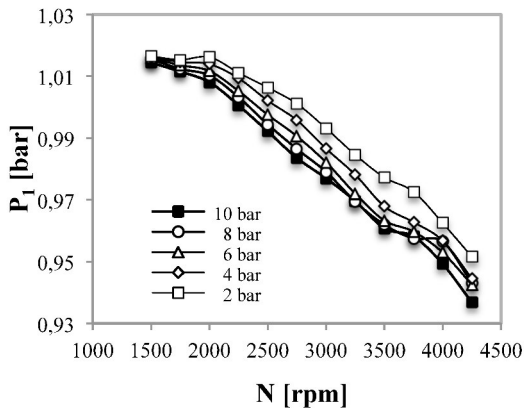


Figura 5.4: Variação da pressão à entrada do compressor (P_1) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME).

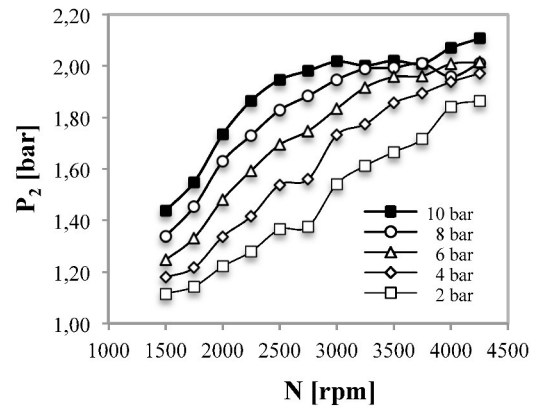


Figura 5.5: Variação da pressão à saída do compressor (P_2) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME).

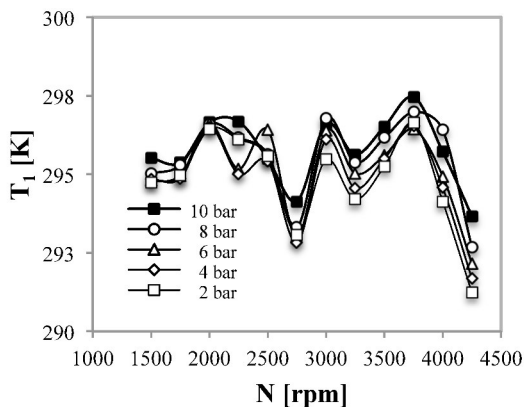


Figura 5.6: Variação da temperatura à entrada do compressor (T_1) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME).

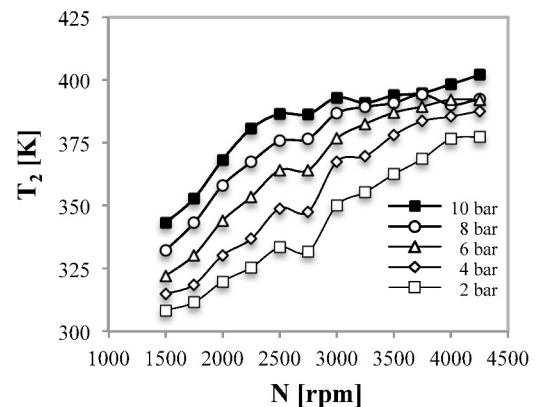


Figura 5.7: Variação da temperatura à saída do compressor (T_2) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME).

A Figura 5.2 apresenta a variação da velocidade de rotação do turbocompressor (N_{TC}) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME). A Figura 5.2 revela que os valores de N_{TC} tendem a aumentar linearmente com o aumento de N . Além disso, verifica-se também que os valores de N_{TC} tendem a aumentar de forma aproximadamente linear com o aumento de PME .

A Figura 5.3 apresenta a variação do caudal mássico de ar ($\dot{m}_{ar,r}$) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME). A Figura 5.3 revela que os valores de $\dot{m}_{ar,r}$ tendem a aumentar linearmente com o aumento de N . Verifica-se ainda que os valores de $\dot{m}_{ar,r}$ aumentam com o aumento de PME .

A Figura 5.4 apresenta a variação da pressão à entrada do compressor (P_1) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME). A Figura 5.4 revela que os valores de P_1 tendem a diminuir linearmente com o aumento de N . Verifica-se também que os valores de P_1 tendem a diminuir com o aumento de PME . A diminuição dos valores de P_1 está relacionada com a perda de carga existente à entrada do compressor provocada pelo aumento da velocidade de rotação do turbocompressor (N_{TC}). Portanto, quanto maior for o valor de N_{TC} maior será a perda de carga existente à entrada do compressor, diminuindo o valor de P_1 .

A Figura 5.5 apresenta a variação da pressão à saída do compressor (P_2) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME). A Figura 5.5 revela que os valores de P_2 tendem a aumentar linearmente com o aumento de N . Verifica-se também que os valores de P_2 tendem a aumentar com o aumento de PME . A Figura 5.5 mostra ainda que, com o aumento de N , os valores de P_2 tendem para o valor de pressão de sobrealimentação, aproximadamente igual a 2 bar absolutos. Como exemplo, é visível, na linha dos pontos de operação de $PME=10$ bar, a estabilização dos valores de P_2 , muito próximo do valor de pressão de sobrealimentação.

A Figura 5.6 apresenta a variação da temperatura à entrada do compressor (T_1) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME). A Figura 5.6 revela que os valores de T_1 tendem a aumentar com o aumento de PME . Contudo, não é possível concluir qual é relação existente entre os valores de T_1 com o aumento de N , porque os valores de T_1 são diretamente influenciados pelas condições atmosféricas presentes nos dias de ensaios experimentais (ver Tabela 3.21).

A Figura 5.7 apresenta a variação da temperatura à saída do compressor (T_2) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME). A Figura 5.7 revela que os valores de T_2 tendem a aumentar linearmente com o aumento de N . Além disso, verifica-se também que os valores de T_2 tendem a aumentar com o aumento de PME . O aumento dos valores de temperatura do ar à saída do compressor é uma consequência do rápido processo de compressão do ar, ocorrido no interior do compressor.

O método escolhido para a organização dos dados adquiridos teve como objetivo agrupar os dados que tinham em comum a mesma carga (PME), resultando assim numa variação do velocidade de rotação do MCI. A Tabela 5.2 apresenta a variação dos valores das variáveis ($\dot{m}_{ar,r}$; P_1 ; T_1 ; N_{TC} ; T_2 ; e P_2) com o aumento da velocidade de rotação (N), para uma condição de carga ($PME = 10$ bar) constante.

Tabela 5.2: Variação dos valores das variáveis ($\dot{m}_{ar,r}$; P_1 ; T_1 ; N_{TC} ; T_2 ; e P_2) com o aumento da velocidade de rotação (N), para uma condição de carga ($PME = 10$ bar) constante.

PME [bar]	N [rpm]	$\dot{m}_{ar,r}$ [kg/s]	P_1 [bar]	T_1 [K]	N_{TC} [krpm]	T_2 [K]	P_2 [bar]
10	1500	0.033	1.014	295.5	110.4	343.1	1.438
	1750	0.039	1.012	295.4	123.2	352.9	1.549
	2000	0.052	1.008	296.6	143.7	368.2	1.734
	2250	0.062	1.001	296.7	157.0	380.6	1.865
	2500	0.071	0.992	295.5	165.4	386.5	1.946
	2750	0.077	0.984	294.1	168.4	386.4	1.981
	3000	0.084	0.977	296.6	172.7	392.9	2.017
	3250	0.088	0.970	295.6	173.3	390.9	2.002
	3500	0.093	0.961	296.5	176.3	393.8	2.021
	3750	0.097	0.958	297.5	177.5	394.8	2.009
	4000	0.104	0.949	295.7	184.4	398.3	2.070
	4250	0.109	0.937	293.7	188.7	401.9	2.107

O caso onde se verificou a maior discrepância entre as diferentes cargas PME nos valores adquiridos, foi para a velocidade de rotação $N = 4000$ rpm. No entanto, a organização inicial dos valores adquiridos não permite identificar a referida discrepância dos valores para aquele regime em específico - visível a Figuras 5.2 a 5.7. Assim, optou-se por organizar os dados de modo a manter as diferentes velocidades de rotação constantes, enquanto os valores da carga PME variam desde o seu valor mínimo de 2 bar, até ao seu valor máximo 10 bar.

Contudo é importante referir que as Tabelas 5.2 e 5.3 só apresentam parte dos dados adquiridos, , em particular, assim como os dados onde se encontram discrepâncias de valores.

A Tabela 5.3 apresenta a variação dos valores das variáveis ($\dot{m}_{ar,r}$; P_1 ; T_1 ; N_{TC} ; T_2 ; e P_2) com o aumento da carga (PME) para diversas velocidades de rotação ($N = 3750, 4000$ e 4250 rpm). Relativamente aos valores adquiridos e apresentados anteriormente, seria de esperar que estes aumentassem com o aumento de PME , com exceção dos valores de P_1 , tendo estes últimos que diminuir com o aumento da carga. Contudo, não é isso que se verifica para as situações de carga ($PME \geq 6$ bar) e para velocidades de rotação ($N \geq 3750$ rpm). A velocidade de rotação onde a discrepância é mais elevada é $N = 4000$ rpm.

Tabela 5.3: Variação dos valores das variáveis ($\dot{m}_{ar,r}$; P_1 ; T_1 ; N_{TC} ; T_2 ; e P_2) com o aumento da carga (PME) para diversas velocidades de rotação $N = 3750, 4000$ e 4250 rpm.

N [rpm]	PME [bar]	MAF [kg/h]	P_1 [bar]	T_1 [K]	N_{TC} [krpm]	T_2 [K]	P_2 [Pa]
3750	2	0.0866	0.973	296.6	155.2	368.6	1.717
	4	0.0935	0.963	296.5	169.6	383.6	1.894
	6	0.0955	0.960	296.4	174.1	389.4	1.962
	8	0.0970	0.957	297.0	177.8	394.2	2.010
	10	0.0965	0.958	297.5	177.5	394.8	2.009
4000	2	0.0961	0.962	294.1	167.6	376.5	1.841
	4	0.0995	0.957	294.6	174.5	385.4	1.938
	6	0.1018	0.953	294.9	180.1	392.2	2.008
	8	0.0993	0.956	296.4	176.3	390.1	1.958
	10	0.1036	0.949	295.7	184.4	398.3	2.070
4250	2	0.1008	0.952	291.2	171.2	377.4	1.864
	4	0.1049	0.945	291.7	179.5	387.6	1.971
	6	0.1061	0.943	292.1	183.0	392.0	2.015
	8	0.1058	0.943	292.7	182.0	392.5	2.010
	10	0.1091	0.937	293.7	188.7	401.9	2.107

Para perceber a causa da discrepância encontrada, recorreu-se aos dados recolhidos pelo banco de ensaio de potência, mais propriamente aos seus dados de força de tração e da velocidade de rotação dos rolos. Deste modo, foi possível encontrar alterações ao normal funcionamento do MCI. Para tal, o Anexo VIII apresenta uma análise e discussão do problema ocorrido no ensaio experimental do ponto de operação ($N = 4000$ rpm e $PME = 8$ bar).

A seguir são apresentados e discutidos os resultados obtidos para os parâmetros calculados: a temperatura adiabática $T_{2,ad}$, o rendimento do compressor η_c e a potência do compressor P_c . Os parâmetros que fazem parte do mapa de operação do compressor (relação de pressão P_2/P_1 , caudal mássico de ar corrigido $\dot{m}_{ar,r,c}$ e velocidade de rotação do compressor corrigida $N_{c,c}$) serão apresentados na secção 5.3.2.

Conforme foi referido, a apresentação dos resultados obtidos será feita a partir de gráficos e de uma tabela resumo. No caso da Tabela 5.4 são apresentados os resultados obtidos para os seguintes parâmetros: relação de pressão (P_2/P_1); caudal mássico de ar ($\dot{m}_{ar,r,c}$); temperatura adiabática ($T_{2,ad}$); rendimento do compressor (η_c); velocidade de rotação do compressor corrigida ($N_{c,c}$); trabalho específico do compressor (w_c) e a potência do compressor (P_c) em função do aumento da velocidade de rotação N do MCI para uma condição de carga $PME = 10$ bar.

Tabela 5.4: Resultados obtidos para os seguintes parâmetros: relação de pressão (P_2/P_1); caudal mássico de ar corrigido ($\dot{m}_{ar,r,c}$); temperatura adiabática ($T_{2,ad}$); rendimento do compressor (η_C); velocidade de rotação do compressor corrigida ($N_{C,c}$); trabalho específico do compressor (w_C) e a potência do compressor (P_C) em função do aumento da velocidade de rotação N do MCI para uma carga $PME = 10$ bar.

PME [bar]	N [rpm]	P_2/P_1 [-]	$\dot{m}_{ar,r,c}$ [lb/min]	$T_{2,ad}$ [K]	η_C [%]	$N_{C,c}$ [krpm]	w_C [kJ/kg]	P_C [kW]
10	1500	1.42	4.36	326.4	64.94	109.0	31.11	1.01
	1750	1.53	5.30	333.5	66.26	121.7	38.38	1.52
	2000	1.72	7.02	346.1	69.14	141.6	49.91	2.60
	2250	1.86	8.38	354.1	68.41	154.7	57.98	3.58
	2500	1.96	9.71	357.9	68.51	163.3	62.99	4.47
	2750	2.01	10.65	358.9	70.23	166.7	65.41	5.06
	3000	2.06	11.73	364.4	70.38	170.2	68.53	5.77
	3250	2.06	12.33	363.2	70.91	171.1	68.30	6.01
	3500	2.10	13.19	366.2	71.63	173.8	70.43	6.56
	3750	2.10	13.73	367.0	71.49	174.6	70.34	6.79
	4000	2.18	14.83	369.0	71.42	182.0	74.06	7.67
	4250	2.25	15.77	369.6	70.15	186.9	76.80	8.38

Cálculo da temperatura adiabática, $T_{2,ad}$

A temperatura adiabática, $T_{2,ad}$, é calculada utilizando a Eq. 2.17 onde T_1, P_1 e T_2 são variáveis medidas e γ_{ar} é calculado através da Eq. 2.18. Considerando todas as condições experimentais analisadas, verificou-se que a diferença entre $T_{2,ad}$ e $T_{02,ad}$ é inferior a 1%, tal como apresentado no Anexo IX. Assim, o presente estudo despreza a influência da componente cinética (conceito de estagnação atrás referido) na temperatura, bem como nas restantes variáveis utilizadas.

A Figura 5.8 a) apresenta a 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 . Esta figura mostra que $T_{2,ad}$ aumenta com o aumento de $\dot{m}_{ar,r,c}$ de forma aproximadamente linear. A Figura 5.8 a) revela também que para um dado valor de $\dot{m}_{ar,r,c}$, $T_{2,ad}$ aumenta com a PME .

Por outro lado, a Figura 5.8 b) mostra a variação da incerteza experimental $\Delta T_{2,ad}$ para os ensaios experimentais realizados, com $PME = 2$ bar e 8 bar. Neste caso, a variação da incerteza $\Delta T_{2,ad}$ com $\dot{m}_{ar,r,c}$ e PME é insignificante. Além disso, é também visível a relação existente entre os resultados obtidos para variável calculada $T_{2,ad}$ e os valores de incerteza experimental $\Delta T_{2,ad}$ calculados através da Eq. 4.4.

Este tipo de apresentação de resultados permite visualizar como é que a incerteza varia com aumento da velocidade de rotação N e da carga PME

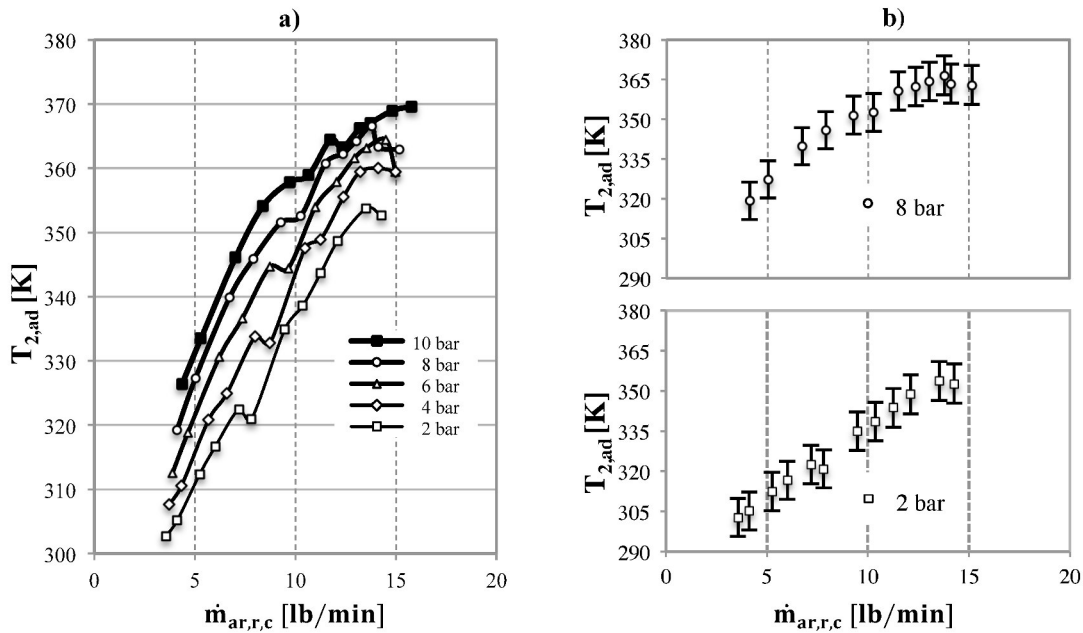


Figura 5.8: a) Variação da temperatura adiabática ($T_{2,ad}$) com o caudal mássico de ar corrigido ($\dot{m}_{ar,r,c}$) para várias condições de carga *PME*. b) Variação da incerteza experimental de $\Delta T_{2,ad}$ para os ensaios experimentais realizados, com *PME* = 2 e 8 bar.

Cálculo do rendimento do compressor, η_c .

O rendimento do compressor, η_c , é calculado utilizando a Eq. 2.16 onde T_1 e T_2 são variáveis medidas e $T_{2,ad}$ é uma variável calculada (tal como na secção anterior). A Figura 5.9 a) 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*. Esta revela também que para um dado valor de $\dot{m}_{ar,r,c}$, η_c diminui com o aumento de *PME*.

Entre outros, os autores (Luján et al., 2002) verificaram que a variação de η_c com o $\dot{m}_{ar,r,c}$, é 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 Figura 5.9 a) permite observar que o η_c varia com o $\dot{m}_{ar,r,c}$, de acordo com este andamento referido por (Luján et al., 2002). Contudo existem pontos de operação que impedem que essa tendência seja claramente parabólica.

Por outro lado, a Figura 5.9 b) mostra ainda 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 Figura 5.9 b) mostra claramente que $\Delta\eta_c$ é máximo em situações de valores de $\dot{m}_{ar,r,c}$ reduzidos. Além disso, também se verifica a relação existente entre os resultados obtidos para a variável calculada η_c e os valores de incerteza experimental $\Delta\eta_c$ calculados através da Eq. 4.5.

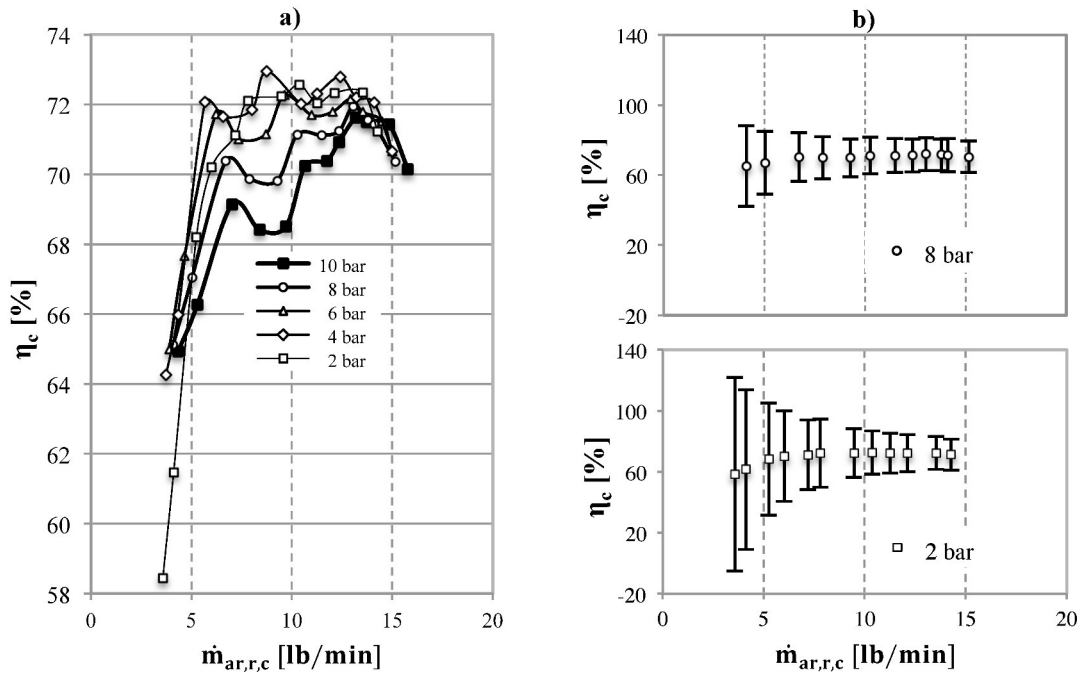


Figura 5.9: a) Variação do rendimento do compressor (η_c) com o caudal mássico de ar corrigido ($\dot{m}_{ar,r,c}$) para várias condições de carga PME. b) Variação da incerteza experimental de $\Delta\eta_c$ para os ensaios experimentais realizados, com PME = 2 e 8 bar.

Há vários autores (Eriksson, 2006; Jung et al., 2002; Kuztalan, Yao, Marchant, & Wang, 2011; Luján et al., 2002) que, quando apresentam os valores de η_c de um dado compressor, relacionam este valor não só com o aumento de $\dot{m}_{ar,r,c}$, mas também relacionam η_c com o aumento de velocidade de rotação do compressor corrigido (N_{TC}). Contudo, no presente estudo não é possível relacionar η_c com o N_{TC} , uma vez que não foram realizados ensaios experimentais com o velocidades de rotação do compressor constante, logo não existe forma de obter ISO-linhas de N_{TC} .

No entanto, é importante notar que em situações de valores de $\dot{m}_{ar,r,c}$ ou de N_{TC} reduzidos, é normal que os valores de η_c sejam significativamente baixos. Esta diminuição dos valores η_c deve-se ao efeito de transferência de calor existente entre a turbina e o compressor que provoca uma diminuição do valor de temperatura à entrada da turbina (T_3) e um aumento da temperatura à saída do compressor (T_2). Associado à diminuição de T_3 está um aumento do rendimento da turbina η_T . Por outro lado, associado ao aumento de T_2 está uma diminuição do rendimento do compressor η_c (Jung et al., 2002).

Cálculo da potência do compressor, P_C

A potência do compressor, P_C , é calculada pela da Eq. 2.20 em que $\dot{m}_{ar,r}$ é uma variável medida e w_C é uma variável calculada (tal como na seção anterior). A Figura 5.10 a) apresenta a variação da potência do compressor (P_C) com o caudal mássico de ar corrigido ($\dot{m}_{ar,r,c}$) para várias condições de carga PME . Esta figura mostra que P_C aumenta com o aumento de $\dot{m}_{ar,r,c}$ de forma aproximadamente linear, podendo-se ainda observar-se que para um dado valor de $\dot{m}_{ar,r,c}$, P_C aumenta com a PME .

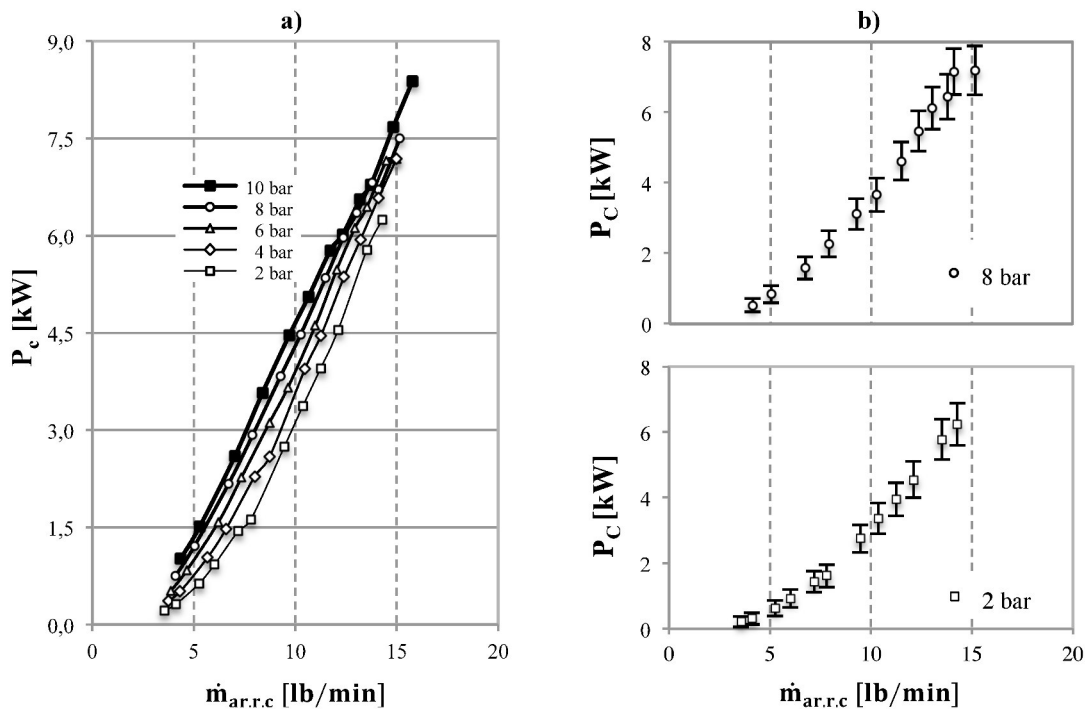


Figura 5.10: Variação da potência do compressor (P_C) com o caudal mássico de ar corrigido ($\dot{m}_{ar,r,c}$) para várias condições de carga PME . b) Variação da incerteza experimental de ΔP_C para os ensaios experimentais realizados, com $PME = 2$ e 8 bar.

A Figura 5.10 b) mostra a variação da incerteza experimental ΔP_C para os ensaios experimentais realizados, com $PME = 2$ bar e 8 bar. Neste caso, a variação da incerteza ΔP_C aumenta com o aumento de $\dot{m}_{ar,r,c}$ e PME . Além disso, é também visível a relação existente entre os resultados obtidos para a variável calculada $T_{2,ad}$ e os valores de incerteza experimental $\Delta T_{2,ad}$ calculados através da Eq. 4.7.

Ao comparar os resultados do parâmetro P_C , obtidos experimentalmente com os resultados de (Podevin, Clenci, & Descombes, 2011) verifica-se que tanto a gama dos valores obtidos como a tendência de aumento linear é idêntica em ambos.

Tal como foi discutido na seção 4.2.2, podem observar-se, alguns desvios nas Figuras 5.2 a 5.9 alguns desvios, aos quais se devem ao facto de nem todos os ensaios terem sido realizados no mesmo dia e portanto as condições atmosféricas terem variado, tal como apresentado na Tabela 3.21. 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).

Análise detalhada do processo de compressão do ar

Como o nome indica, o turbocompressor é o componente responsável pela compressão do ar de admissão. O processo de compressão do ar resulta num aumento de pressão quantificado através da relação de pressão do compressor (P_2/P_1). Do ponto de vista do MCI, o objectivo é aumentar a relação de densidades ρ_{out}/ρ_{in} .

Considerando o ar, nas condições de pressão e temperaturas típicas de funcionamento do MCI, como um gás ideal, as suas propriedades de estado obedecem à equação de estado:

$$P \cdot V = m \cdot R p_{ar} \cdot T \quad \text{Eq. 5.1}$$

A análise do processo de compressão do ar foi realizada com recurso a uma comparação entre os vários processos de compressão: i) isotérmico; ii) adiabático; iii) real.

O processo de compressão isotérmico corresponde a um aumento da massa volúmica do ar ρ_{out}/ρ_{in} , sendo $\frac{\rho_{out}}{\rho_{in}} = \frac{P_2}{P_1}$.

Dado que o processo de compressão real ocorre de forma “extremamente rápida”, este processo tende a aproximar-se de um processo de compressão adiabático, em que há aumento de temperatura do gás comprimido. Para o processo de compressão adiabático, a relação de densidades é descrita por $\frac{\rho_{out}}{\rho_{in}} = \frac{P_2}{P_1} \frac{T_1}{T_{2,ad}}$.

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R p_{ar} \cdot T_1} \quad \text{Eq. 5.2}$$

$$\rho_{2,ad} = \frac{P_2}{R p_{ar} \cdot T_{2,ad}} \quad \text{Eq. 5.3}$$

Desta forma, o processo de compressão a ter como referência passa a ser o processo de compressão adiabático. No caso do processo de compressão real, a relação de densidades é descrita por $\frac{\rho_{out}}{\rho_{in}} = \frac{P_2 T_1}{P_1 T_2}$, onde $T_2 > T_{2,ad}$.

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R p_{ar} \cdot T_2} \quad \text{Eq. 5.4}$$

Durante o processo de compressão do ar, os valores de pressão e temperatura do ar podem ser relacionados pela seguinte Eq. 5.5. Esta equação engloba diversos processos de compressão, sendo também conhecida como a equação do processo politrópico.

$$PV^n = \text{constante} \quad \text{Eq. 5.5}$$

Onde n pode tomar os valores de: i) $n = 1$ - processo de compressão isotérmica; ii) $n = 1.4$ - processo de compressão adiabático reversível (isentrópico); iii) $n > 1.4$ - processo de compressão real.

A Figura 5.11 apresenta os diagramas P-v, referentes aos processos de compressão do ar: isotérmico, isentrópico e real, calculados para diferentes cargas PME: a) $PME = 2$ bar; b) $PME = 10$ bar. A Figura 5.11 revela também que associado ao aumento da carga PME está implícito um aumento do valor do trabalho consumido pelo compressor no processo de compressão.

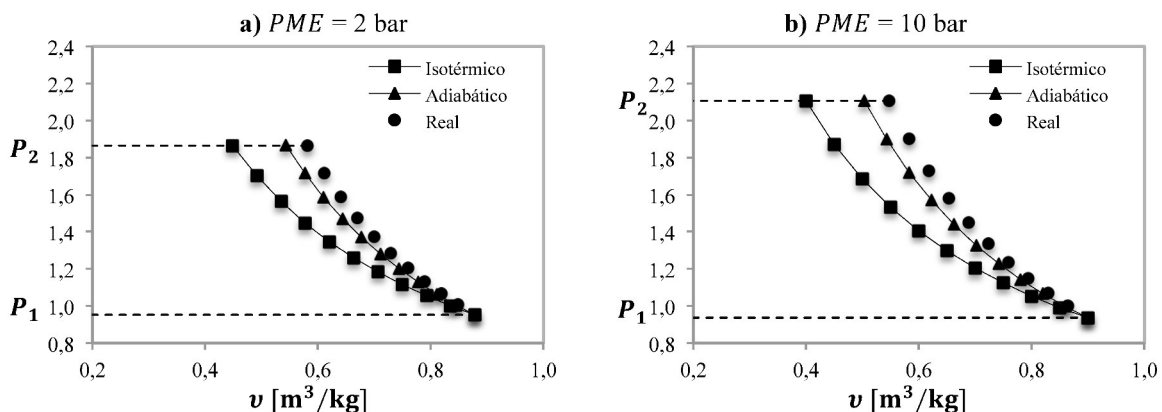


Figura 5.11: Diagramas P-v, referentes aos processos de compressão do ar: isotérmico, isentrópico e real, calculados para diferentes condições de carga PME: a) $PME = 2$ bar; b) $PME = 10$ bar.

De acordo com (Çengel & Boles, 2006) é possível afirmar que a evolução dos resultados obtidos para os vários processos de compressão estão dentro do esperado, visto que, o trabalho específico resultante de uma compressão real é sempre superior ao trabalho específico correspondente à compressão isentrópica, pois é um processo que está associado a perdas de calor superiores e irreversibilidades (atrito). Logo, a linha que simboliza o processo de compressão real tem de se encontrar mais à direita de todas as outras.

A Figura 5.12 apresenta a variação das propriedades do ar consoante o processo de compressão para todos os pontos de operação ensaiados. A Figura 5.12 mostra claramente que independentemente do processo de compressão, os valores da relação de densidades (ρ_{out}/ρ_{in}) aumentam com o aumento dos valores da relação de pressões (P_2/P_1).

Além disso, verifica-se também que ρ_{out}/ρ_{in} aumenta com o aumento da velocidade de rotação (N) e da carga (PME).

Como seria de esperar o processo de compressão real encontra-se abaixo dos outros processos, pois é um processo onde existe a necessidade de adicionar mais energia do que seria necessário devido às perdas de calor, logo é uma das razões para o rendimento do compressor ser inferior a 100%.

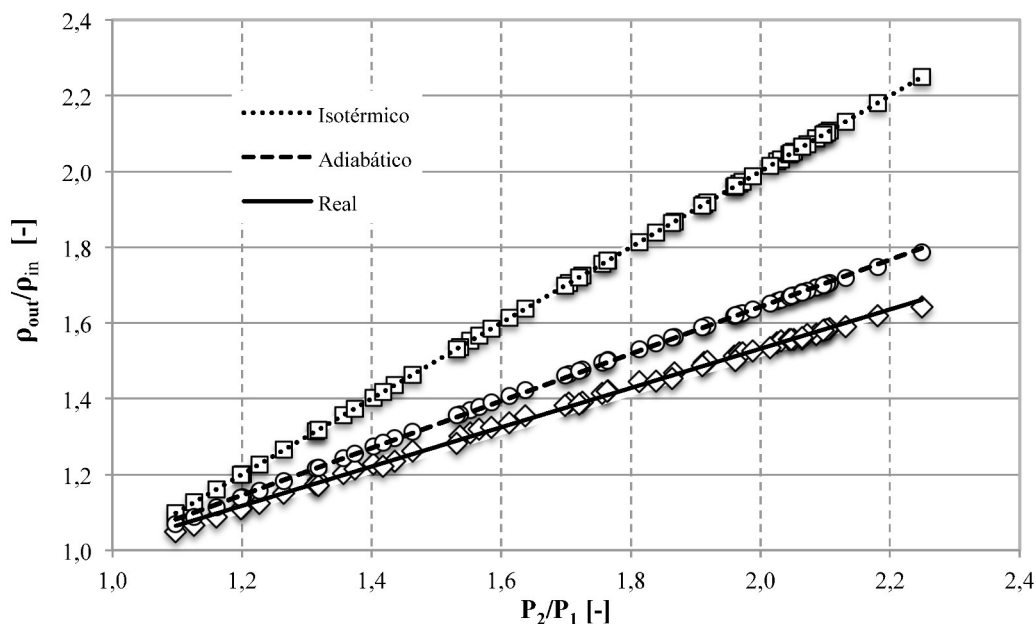


Figura 5.12: Variação das propriedades do ar consoante o processo de compressão para todos os pontos de operação ensaiados.

5.3.2 Visualização de resultados no mapa de operação do compressor

O objectivo da presente seção consiste em elaborar um mapa de operação do compressor de modo a incluir a matriz de pontos experimentais realizada no presente estudo. O mapa de operação do compressor constrói-se conhecendo os seguintes parâmetros: i) a relação de pressões (P_2/P_1); ii) o caudal mássico de ar corrigido ($\dot{m}_{ar,r,c}$); iii) a velocidade de rotação do compressor corrigido ($N_{c,c}$); iv) o rendimento do compressor (η_c).

A Figura 5.13 apresenta a variação da relação de pressão (P_2/P_1) com o aumento do caudal mássico de ar corrigido ($\dot{m}_{ar,r,c}$), para diferentes condições de carga PME . Por outro lado, a Figura 5.14 apresenta a variação da relação de pressão (P_2/P_1) com o aumento do caudal mássico de ar corrigido ($\dot{m}_{ar,r,c}$), para diferentes velocidades de rotação N .

Ambas as Figuras 5.13 e 5.14 apresentam que P_2/P_1 aumenta com $\dot{m}_{ar,r,c}$ de forma aproximadamente linear. Todavia, a Figura 5.13 mostra que P_2/P_1 também aumenta de forma aproximadamente linear com o aumento da velocidade de rotação N . Por outro lado, a Figura 5.14 revela que P_2/P_1 aumenta com o aumento da carga PME .

A razão pela qual são apresentados dois mapas de operação do compressor com os mesmos pontos da matriz de ensaios, deve-se à diferente forma de organização dos resultados, isto é, na Figura 5.13, os resultados são organizados de modo a que cada condição de carga PME , tenha a si associado 12 diferentes valores de velocidade de rotação N .

Por outro lado, na Figura 5.14, os resultados são organizados de forma a que a cada valor de velocidade de rotação N , tenha a si associado 5 diferentes condições de carga PME . O objetivo final em organizar os resultados obtidos em duas formas diferentes, é conseguir obter o *turbomatching* entre o compressor e MCI do presente estudo experimental.

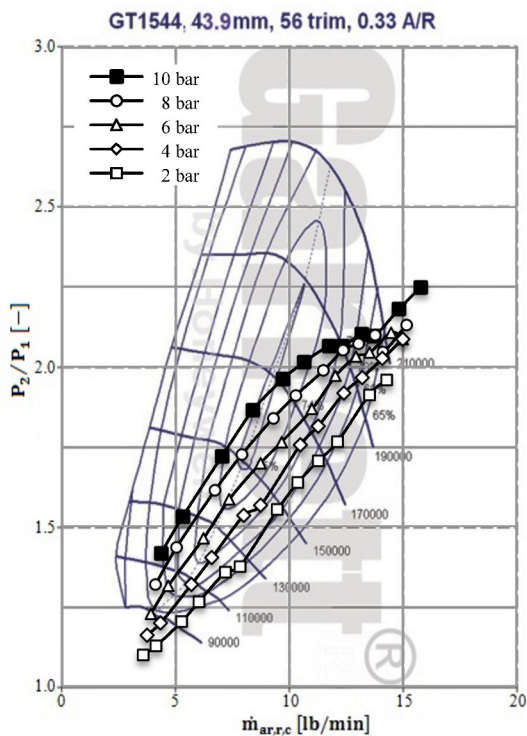


Figura 5.13: Variação da relação de pressão (P_2/P_1) com o aumento do caudal mássico de ar corrigido ($\dot{m}_{ar,r,c}$), para diferentes condições de carga PME .

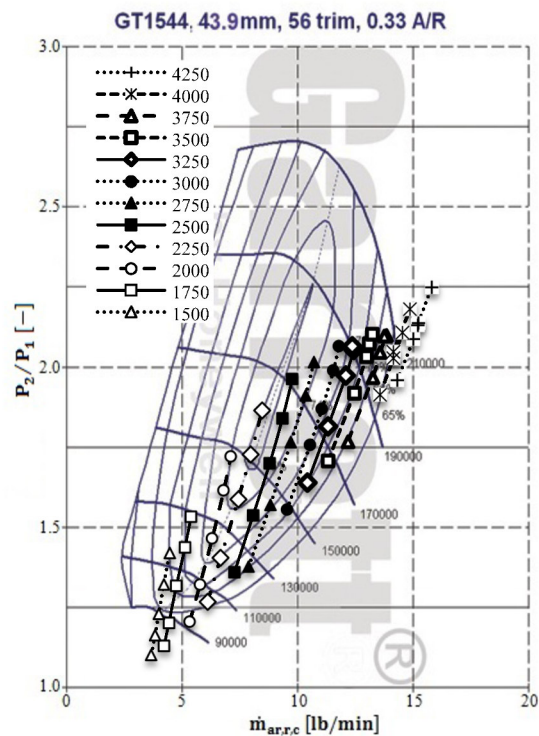


Figura 5.14: Variação da relação de pressão (P_2/P_1) com o aumento do caudal mássico de ar corrigido ($\dot{m}_{ar,r,c}$), para diferentes velocidades de rotação N .

Turbomatching (compressor versus MCI)

Conforme foi explicado secção 2.4, foram introduzidos conceitos de *turbomatching*, o qual consiste em marcar no mapa de operação do compressor, os pontos da matriz de ensaios experimentais realizados. A Figura 5.15 mostra a representação dos pontos da matriz de condições experimentais no mapa de operação do compressor disponibilizado pelo fabricante. Além disso, apresenta uma estimativa da evolução da linha de operação *WOT* (*PME* máxima) 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.

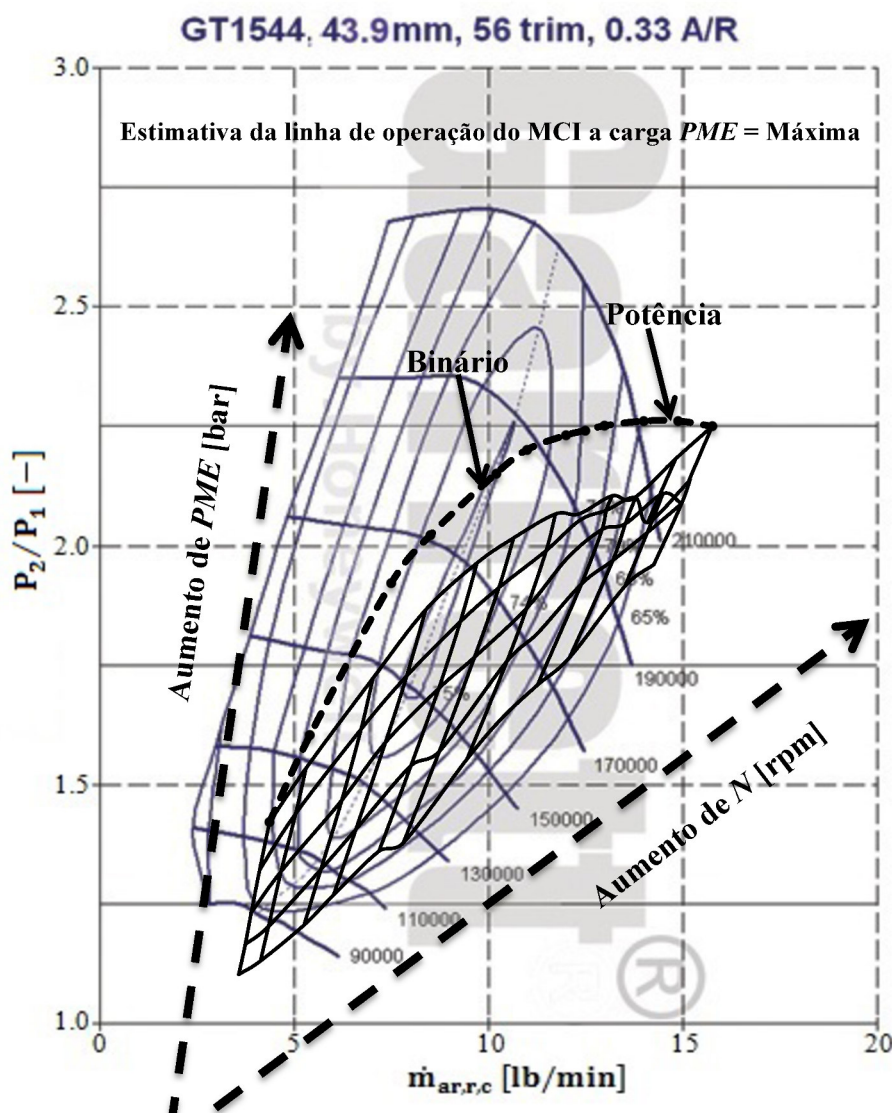


Figura 5.15: Representação dos pontos da matriz de condições experimentais no mapa de operação do compressor disponibilizado pelo fabricante. Estimativa da evolução da linha de operação *WOT* (*PME* máxima) com o aumento da velocidade de rotação N do MCI.

A Figura 5.15 revela que os resultados experimentais obtidos no presente estudo, estão em concordância com (Challen & Baranescu, 1999), pois verificam-se as mesmas tendências consoante o aumento de velocidade de rotação N ou consoante o aumento da carga PME , tal como, apresenta o gráfico da Figura 2.31.

Segundo a Figura 3.27 a gama de velocidade de rotação do MCI onde se encontram os pontos de binário máximo, situa-se entre as 2250 rpm as 2500 rpm. Por sua vez, ao analisar 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. Portanto, conclui-se que quando o MCI atinge os pontos de binário máximo o compressor em estudo está a operar na sua zona de rendimento máximo.

5.4 Caracterização experimental da turbina

As variáveis adquiridas para posterior caracterização do compressor em estudo foram, a P_3, P_4, T_3, T_4 e λ , conforme foram apresentados na Figura 3.4 relativa à montagem experimental realizada.

5.4.1 Análise e discussão de resultados

A apresentação dos dados adquiridos será feita com recurso a gráficos e a uma tabela resumo, isto é, os gráficos apresentam os valores adquiridos pelos sensores referentes a cada ponto da matriz de ensaios experimentais. A Tabela 5.5 apresenta variação dos valores das variáveis (P_3 ; T_3 ; λ ; T_4 ; e P_4) com o aumento da velocidade de rotação (N), para uma condição de carga ($PME = 10$ bar) constante.

Tabela 5.5: Variação dos valores das variáveis (P_3 ; T_3 ; λ ; T_4 ; e P_4) com o aumento da velocidade de rotação (N), para uma condição de carga ($PME = 10$ bar) constante.

PME [bar]	N [rpm]	P_3 [bar]	T_3 [K]	T_4 [K]	P_4 [Pa]	λ [-]
10	1500	1.480	797.1	723.9	1.030	1.62
	1750	1.605	794.3	717.3	1.032	1.71
	2000	1.871	755.3	670.8	1.041	1.97
	2250	2.045	771.5	677.8	1.044	1.97
	2500	2.196	769.8	672.4	1.042	2.05
	2750	2.267	773.4	674.4	1.041	2.00
	3000	2.403	766.9	665.0	1.047	2.06
	3250	2.410	780.7	683.6	1.042	2.04
	3500	2.481	809.0	709.0	1.042	1.96
	3750	2.502	846.7	743.3	1.046	1.86
	4000	2.665	861.1	750.5	1.049	1.86
	4250	2.708	928.9	814.7	1.043	1.69

As Figuras 5.16 a 5.20 apresentam os dados adquiridos pelos vários sensores utilizados para caracterizar a turbina, em função do aumento da velocidade de rotação (N) e para várias condições de carga PME .

A Figura 5.16 apresenta a variação da pressão à entrada da turbina (P_3) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME). A Figura 5.16 revela que os valores de P_3 tendem a aumentar linearmente com o aumento de N . Além disso, verifica-se também que os valores de P_3 tendem a aumentar com o aumento de PME .

A Figura 5.17 apresenta a variação da pressão à saída da turbina (P_4) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME). A Figura 5.17 revela que os valores de P_4 tendem a aumentar linearmente com o aumento de N .

Para mais, verifica-se também que os valores de P_1 tendem a aumentar ligeiramente com o aumento de PME . Assim sendo, os valores estão dentro esperado, visto que são valores pouco superiores ao valor de pressão atmosférica verificada nos dias dos ensaios experimentais. No entanto, é de notar a existência de uma variação nos dados adquiridos para os pontos de operação ($N=2000$ rpm), tendo essa um valor máximo na ordem dos 9 mbar. Todavia, é possível afirmar que essa variação pode ser considerada insignificante.

A Figura 5.18 apresenta a variação da temperatura à entrada da turbina (T_3) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME). A Figura 5.18 revela que os valores de T_3 tendem a aumentar linearmente com o aumento de N . Além disso verifica-se também que os valores de T_3 tendem a aumentar consideravelmente com o aumento de PME .

A Figura 5.19 apresenta a variação da temperatura à saída da turbina (T_4) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME). A Figura 5.19 revela que os valores de T_4 tendem a aumentar ligeiramente com o aumento de N . Para mais, verifica-se também que os valores de T_4 tendem a aumentar consideravelmente com o aumento de PME .

A Figura 5.20 apresenta a variação do coeficiente de excesso de ar (λ) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME). A Figura 5.20 revela que os valores de λ com o aumento de N tendem a descrever uma parábola, isto é, os valores de λ aumentam ligeiramente até $N = 2500$ rpm para de seguida diminuírem até $N = 4250$ rpm. Além disso, verifica-se também que os valores de λ tendem a aumentar consideravelmente com o aumento de PME . É de notar que a medição do valor de λ dos gases de escape, tem como objetivo, ser utilizado como forma de determinação do valor de caudal mássico de combustível injetado, \dot{m}_f , pelo MCI através da Eq. 5.6.

$$\dot{m}_f [\text{kg/s}] = \frac{\dot{m}_{ar,r}}{\lambda \cdot (A/F)_s} \quad \text{Eq. 5.6}$$

Onde $(A/F)_s [-]$ representa a estequiometria da relação entre a quantidade ar admitido pelo MCI e a quantidade de combustível injetado. Para o MCI em estudo, o parâmetro $(A/F)_s = 14.5$. Após a determinação do valor de \dot{m}_f para todos os pontos de operação ensaiados, é possível determinar o valor do parâmetro \dot{m}_g , através da aplicação da Eq. 5.7.

$$\dot{m}_g [\text{kg/s}] = \dot{m}_{ar,r} + \dot{m}_f$$

$$\dot{m}_g [\text{kg/s}] = \dot{m}_{ar,r} \left(1 + \frac{1}{\lambda \cdot (A/F)_s} \right) \quad \text{Eq. 5.7}$$

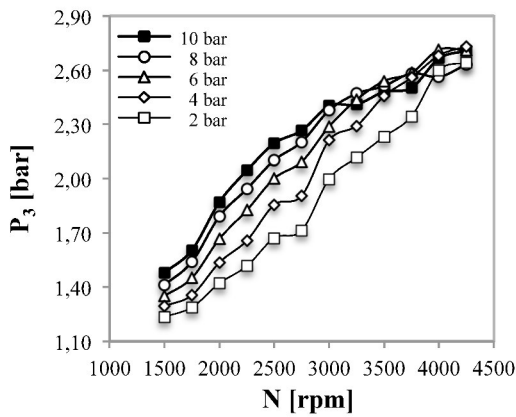


Figura 5.16: Variação da pressão à entrada da turbina (P_3) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME).

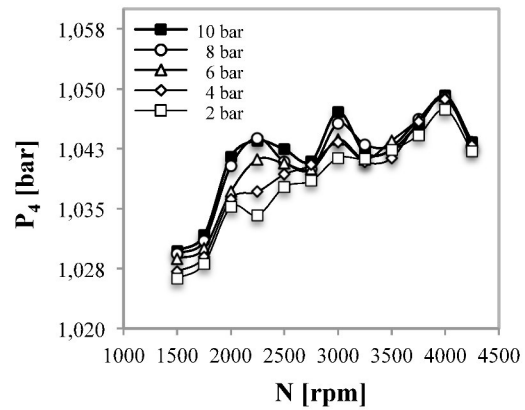
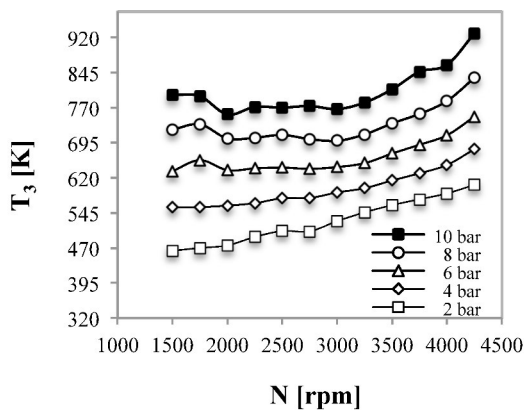


Figura 5.17: Variação da pressão à saída da turbina (P_4) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME).



A Figura 5.18: Variação da temperatura à entrada da turbina (T_3) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME).

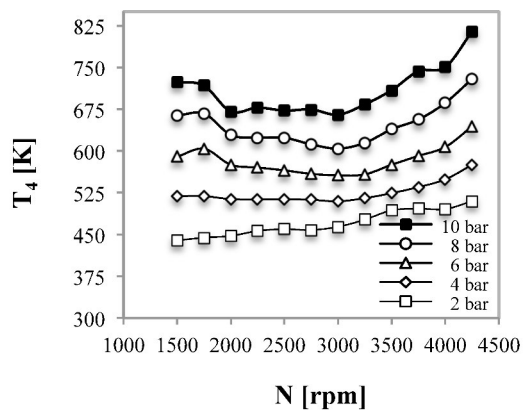


Figura 5.19: Variação da temperatura à saída da turbina (T_4) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME).

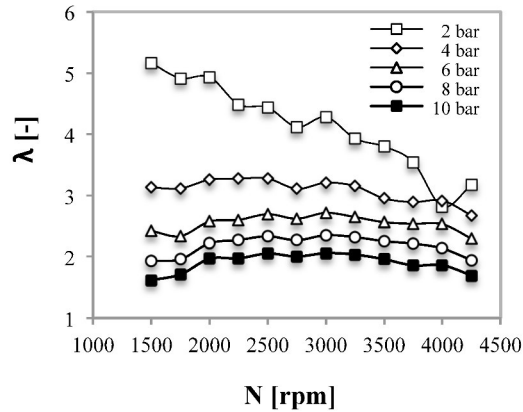


Figura 5.20: Variação do coeficiente de excesso de ar (λ) com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME).

De seguida são apresentados e discutidos os resultados obtidos para os parâmetros calculados: a temperatura adiabática $T_{4,ad}$, o rendimento da turbina η_T , o *TSP* (*turbine speed parameter*) e o trabalho específico w_c . Os parâmetros que fazem parte do mapa de operação da turbina (relação de pressão P_3/P_4 e caudal mássico de gases de escape corrigido $\dot{m}_{g,c}$) serão apresentados na secção 5.4.2. A apresentação dos resultados obtidos será feita a partir de gráficos e de uma tabela resumo. Isto é, os gráficos apresentam tanto os resultados obtidos para as variáveis calculadas, como os valores da sua incerteza experimental calculada para cada ponto de operação.

No caso da Tabela 5.6, são apresentados os resultados obtidos para os seguintes parâmetros: relação de pressão (P_3/P_4); caudal mássico de gases de escape corrigido ($\dot{m}_{g,c}$); temperatura adiabática ($T_{4,ad}$); rendimento da turbina (η_T); *turbine speed parameter* (*TSP*) e trabalho específico da turbina (w_T) em função do aumento da velocidade de rotação (N) do MCI para uma condição de carga $PME = 8$ bar.

Contudo, não é possível validar os resultados obtidos para os parâmetros que dependam do caudal mássico de gases que passam realmente pela turbina (\dot{m}_T) pois este valor de caudal não é igual ao caudal mássico $\dot{m}_{g,c}$, visto que este engloba a totalidade do caudal mássico de gases de escape produzidos pelo MCI.

Para mais, o valor de $\dot{m}_{g,c}$ não refere a situação presente no interior do turbocompressor, onde parte do caudal de gases de escape é retirado da turbina através da passagem existente pela abertura da *wastegate*. No caso da utilização do valor de $\dot{m}_{g,c}$ para o cálculo de parâmetros como é o caso de P_T , estar-se-ia a considerar que o turbocompressor em estudo não tinha uma *wastegate* interna, não traduzindo a realidade. Portanto o método de apresentação dos resultados obtidos para o caso da turbina deixará de ter como referência no eixo da abcissas, a variação do $\dot{m}_{g,c}$, para passar a ter a variação da velocidade de rotação do MCI (N).

Tabela 5.6: Resultados obtidos para os seguintes parâmetros: relação de pressão (P_3/P_4); caudal mássico de gases de escape corrigido ($\dot{m}_{g,c}$); temperatura adiabática ($T_{4,ad}$); rendimento da turbina (η_T); turbine speed parameter (TSP) e trabalho específico da turbina (w_T) em função do aumento da velocidade de rotação (N) do MCI para uma carga $PME = 8$ bar.

PME [bar]	N [rpm]	P_3/P_4 [-]	$\dot{m}_{g,c}$ [lb/min]	$T_{4,ad}$ [K]	η_T [%]	TSP [rpm/K ^{0.5}]	w_T [kJ/kg]
8	1500	1.37	5.11	668.3	109.17	3616.6	69.4
	1750	1.49	5.70	664.7	96.25	4193.6	78.1
	2000	1.72	6.25	613.7	83.31	5058.0	86.1
	2250	1.86	6.85	603.2	79.80	5475.3	93.6
	2500	2.02	7.32	595.8	75.88	5826.1	100.5
	2750	2.12	7.75	581.1	74.77	6074.8	103.8
	3000	2.27	7.93	567.5	72.13	6353.1	108.1
	3250	2.37	8.34	573.1	70.32	6456.8	112.2
	3500	2.41	8.73	590.4	66.70	6407.6	112.0
	3750	2.47	9.20	603.7	65.51	6464.9	115.9
	4000	2.44	9.35	628.4	62.79	6297.0	114.1
	4250	2.52	10.10	665.3	61.98	6301.4	123.9

Cálculo da temperatura adiabática, $T_{4,ad}$

A temperatura adiabática, $T_{4,ad}$, é calculada utilizando a Eq. 2.27. Na Eq. 2.27, T_3 , P_3 e T_4 são variáveis medidas e γ_g é calculado no Anexo X. O Anexo X apresenta as equações e os passos necessários ao cálculo de γ_g , assim como também apresenta alguns resultados obtidos para este parâmetro.

A Figura 5.21 a) apresenta a variação da temperatura adiabática ($T_{4,ad}$) com a velocidade de rotação (N) para várias condições de carga PME . Esta figura mostra que $T_{4,ad}$ tende a aumentar com o aumento de N , com exceção das velocidades de rotação mais baixas ($N \leq 2000$ rpm). A Figura 5.21 a) revela também que para um dado valor de N , $T_{4,ad}$ aumenta com a PME .

Por outro lado a Figura 5.21 b) apresenta variação da incerteza experimental de $\Delta T_{4,ad}$ para os ensaios experimentais realizados, com $PME = 2$ e 8 bar. Neste caso, a variação da incerteza $\Delta T_{4,ad}$ com N e PME é insignificante. Além disso, é também visível a relação existente entre os resultados obtidos para a variável calculada $T_{4,ad}$ e os valores de incerteza experimental, $\Delta T_{4,ad}$, obtidos através da Eq. 8.1.

Este tipo de apresentação de resultados, permite ao leitor, visualizar como é que a incerteza experimental varia consoante a velocidade de rotação N e a carga PME .

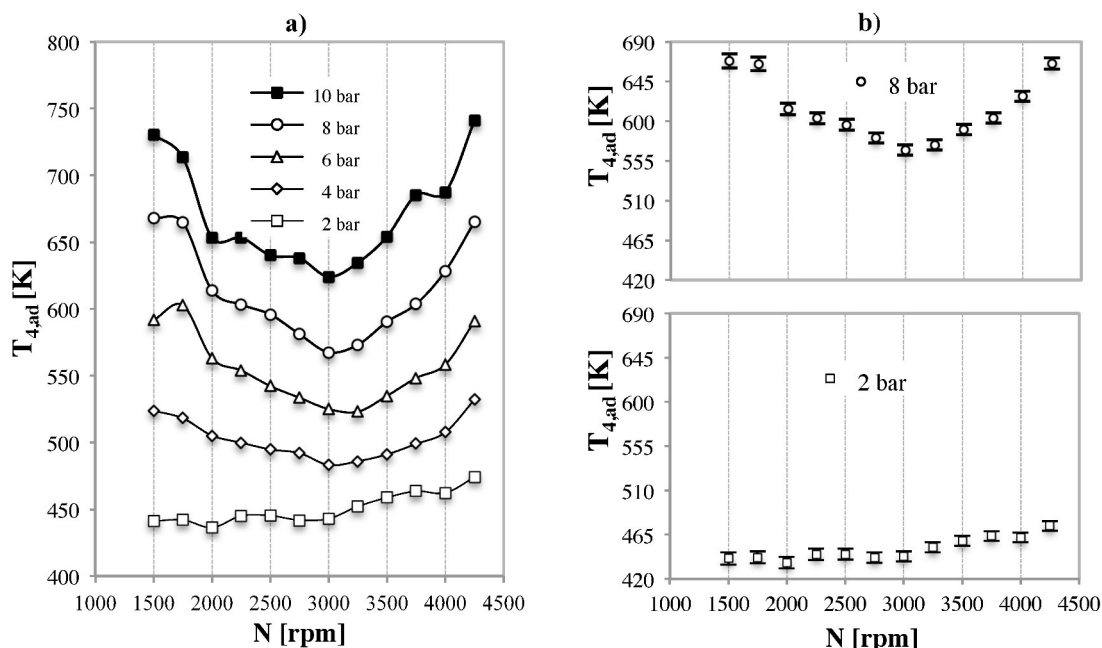


Figura 5.21: a) Variação da temperatura adiabática ($T_{4,ad}$) com a velocidade de rotação (N) para várias condições de carga PME . b) Variação da incerteza experimental de $\Delta T_{4,ad}$ para os ensaios experimentais realizados, com $PME = 2$ a 8 bar.

Cálculo do rendimento da turbina, η_T

O rendimento da turbina, η_T , é calculado utilizando a Eq. 2.26. Na Eq. 2.26, T_3 e T_4 são variáveis medidas e $T_{4,ad}$ é uma variável calculada (tal como na secção anterior). A Figura 5.22 a) apresenta a variação do rendimento da turbina (η_T) com velocidade de rotação (N) para várias condições de carga PME . Esta figura mostra que η_T diminui com o aumento de N . Além disso, a Figura 5.22 a) revela também que para um dado valor de N , η_T diminui com o aumento de PME .

Por outro lado, a Figura 5.22 b) apresenta a variação da incerteza experimental de $\Delta \eta_T$ para os ensaios experimentais realizados, com $PME = 2$ e 8 bar. Neste caso, a variação da incerteza $\Delta \eta_T$ diminui com o aumento de N e de PME . A Figura 5.9 b) mostra claramente que $\Delta \eta_T$ é máximo em situações de baixa velocidade de rotação N . Além disso, é também visível a relação existente entre os resultados obtidos para a variável calculada η_T e os valores de incerteza experimental, $\Delta \eta_T$, obtidos através da Eq. 8.2.

A Figura 5.22 a) permite observar que para velocidades de rotação do MCI inferiores 2000 rpm, o rendimento da turbina (η_T) aumenta de forma acentuada com o decréscimo da velocidade de rotação N do MCI, sendo surpreendente que para $N < 1750$ rpm, o η_T é mesmo superior a 100%.

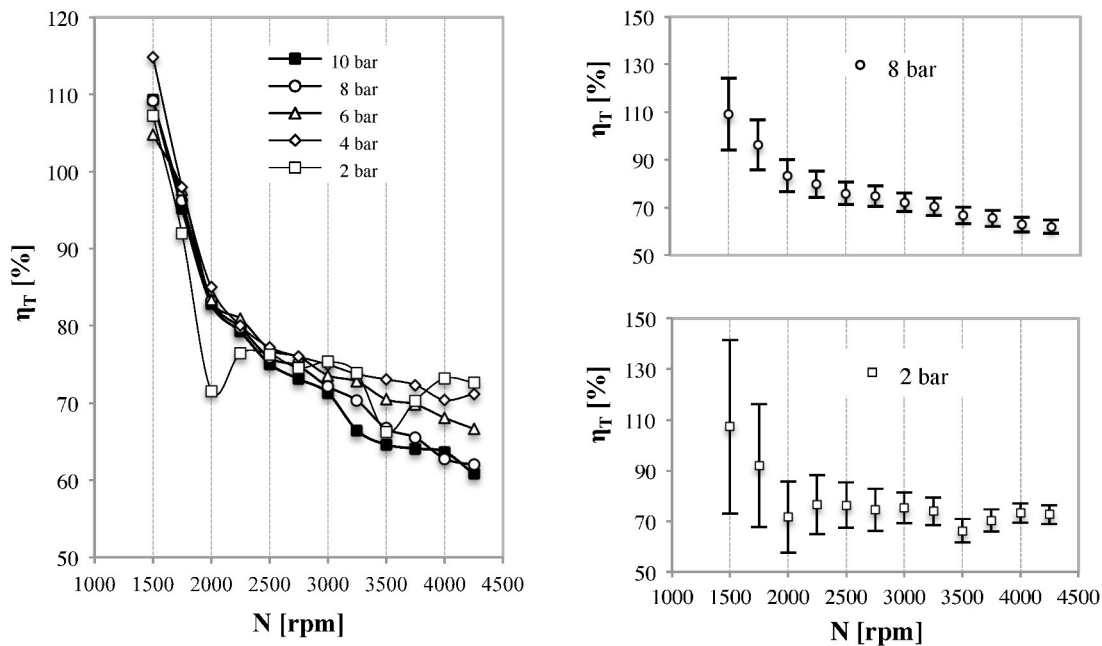


Figura 5.22: a) Variação do rendimento da turbina (η_T) com velocidade de rotação (N) para várias condições de carga PME. b) Variação da incerteza experimental de $\Delta\eta_T$ para os ensaios experimentais realizados, com PME = 2 e 8 bar.

De acordo com (Eriksson, 2006; Jung et al., 2002; Kuztalan et al., 2011; Luján et al., 2002) os valores elevados de η_T , são consequência do efeito de transferência de calor existente entre a turbina e o compressor ocorrido quando o turbocompressor funciona a baixas velocidades de rotação (N_{TC}) derivadas das baixas velocidades de rotação do MCI (N) conforme foi referido na seção anterior.

Além disso, verifica-se também que os valores de η_T apresentam alguma dispersão, ao longo do aumento da velocidade de rotação (N). Por sua vez, (Müller, 2008) afirma que a dispersão dos valores η_T está associada a valores de relação de pressão ($\Pi_T = P_3/P_4$) reduzidos. Uma possível causa para a existência de dispersão nos valores de η_T pode ser explicada pelo método de medição não ser suficientemente preciso em situações de operação em que a relação de pressão (Π_T) e o caudal mássico de gases ($\dot{m}_{g,c}$) é reduzido.

Quanto à comparação entre os valores de η_T obtidos experimentalmente com os valores de η_T cedidos pelo fabricante *Garrett*, verifica-se que não é possível retirar nenhuma conclusão porque as metodologias de determinação dos valores de rendimento são diferentes. Enquanto, os valores de rendimento obtidos pelo fabricante derivam de uma análise em exclusivo ao funcionamento da turbina, sem ter influências provocadas pelo funcionamento da *wastegate*, o presente estudo determina os valores de rendimento contabilizando o funcionamento da *wastegate*. Portanto, a comparação entre os valores experimentais e o valor cedido pelo fabricante não deve ser realizada.

Sobre a influência da *wastegate* nos valores de rendimento da turbina, (Capobianco & Marelli, 2010) afirma que o valor do rendimento da turbina decresce significativamente com o aumento progressivo da abertura da *wastegate*.

Por fim, a ilação a retirar com a análise dos resultados obtidos para o parâmetro η_T , é que não é possível saber se os valores obtidos podem ser plausíveis, devido à existência de diferenças na metodologia experimental utilizada pelos vários autores de trabalhos experimentais (Capobianco & Marelli, 2010; Payry et al., 1996; Tancrez, Galindo, Guardiola, Fajardo, & Varnier, 2011) e o construtor, Garrett.

Por isso, seria importante num trabalho futuro, tentar tornar independente o funcionamento da turbina da *wastegate*, de modo a realizar uma montagem que fosse muito idêntica à do construtor, para existir a possibilidade de comparação dos resultados obtidos.

Cálculo do trabalho específico da turbina, w_T

O trabalho específico da turbina, w_T , é calculado utilizando a Eq. 2.28. Na Eq. 2.28, T_3 , P_3 e T_4 são variáveis medidas e Rp_g é calculado no Anexo XI. O Anexo XI apresenta as equações e os passos necessários ao cálculo de Rp_g , assim como também apresenta alguns resultados obtidos para este parâmetro.

A Figura 5.23 apresenta a variação do trabalho específico (w_T) com a velocidade de rotação (N) para várias condições de carga. Esta figura mostra que w_T aumenta de forma aproximadamente linear com o aumento de N , podendo-se ainda observar que para um dado valor de N , w_C aumenta com a *PME*.

No entanto, este parâmetro não vai ser relacionado com o seu valor de incerteza experimental, uma vez que este não foi calculado.

Contudo é importante notar, que o parâmetro a ter em conta quando se caracteriza uma turbina é o valor da sua potência. Todavia, devido à questão de não se ter sido contabilizado o valor do caudal de gases de escape que passa realmente pela turbina (\dot{m}_T), não foi possível calcular o valor da potência da turbina (P_T).

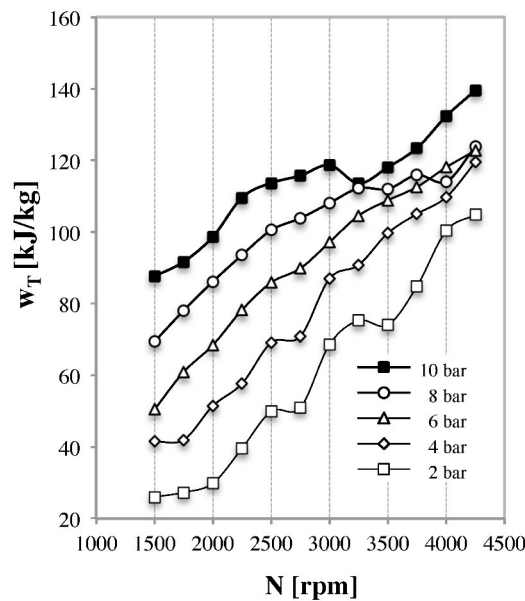


Figura 5.23: Variação do trabalho específico (w_T) com a velocidade de rotação (N) para várias condições de carga *PME*.

5.4.2 Visualização de resultados no mapa de operação de turbina

O objetivo da presente seção consiste em elaborar um mapa de operação da turbina de modo a incluir a matriz de pontos experimentais realizada no presente estudo. O mapa de operação da turbina constrói-se conhecendo os seguintes parâmetros: i) a relação de pressões (P_3/P_4); ii) o caudal mássico de gases de escape corrigido ($\dot{m}_{g,c}$); iii) a velocidade de rotação da turbina corrigida ($N_{T,c}$); iv) o rendimento da turbina (η_T).

A Figura 5.24 apresenta a variação de caudal mássico de gases de escape corrigido ($\dot{m}_{g,c}$) com o aumento da relação de pressão (P_3/P_4), para diferentes condições de carga *PME*. Esta figura mostra que $\dot{m}_{g,c}$ tende a aumentar com o aumento de P_3/P_4 , podendo-se ainda observar que para um dado valor de P_3/P_4 , $\dot{m}_{g,c}$ aumenta com a *PME*. A Figura 5.25 apresenta o mapa de operação da turbina, cedido pelo fabricante *Garrett*.

Através da análise das Figuras 5.24 e 5.25 é possível observar que os pontos iniciais dos valores obtidos experimentalmente têm a mesma tendência que os valores do fabricante, contudo a essa tendência desaparece à medida que os valores de $\dot{m}_{g,c}$ e P_3/P_4 aumentam.

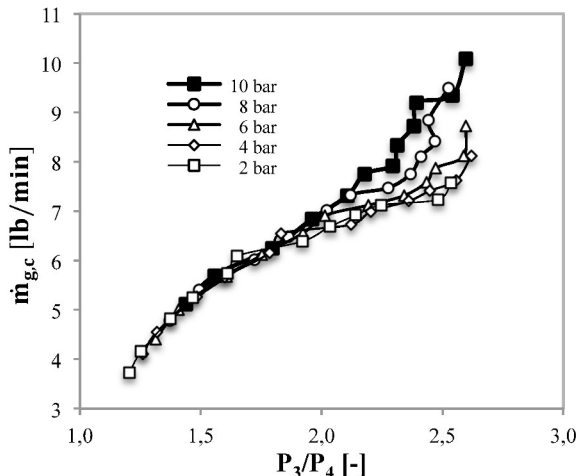


Figura 5.24: Variação de caudal mássico de gases de escape corrigido ($\dot{m}_{g,c}$) com o aumento da relação de pressão (P_3/P_4), para diferentes condições de carga *PME*.

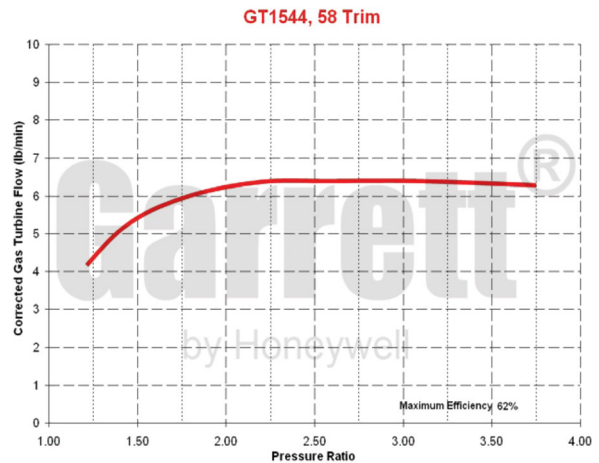


Figura 5.25: Mapa de operação da turbina, cedido pelo fabricante Garrett (GT1544s, 2012).

Na Figura 5.26, os pontos de operação da matriz de ensaios obtidos experimentalmente são sobrepostos no mapa de operação da turbina, cedido pelo fabricante. A Figura 5.26 revela que para $\Pi_T \leq 1.5$, os valores de $\dot{m}_{g,c}$ obtidos experimentalmente estão de acordo com a linha de operação da turbina indicada pelo fabricante. Todavia, para $\Pi_T > 1.5$ verifica-se que $\dot{m}_{g,c}$ medido é superior ao indicado. Logo existe aqui uma diferença significativa que deve ser analisada.

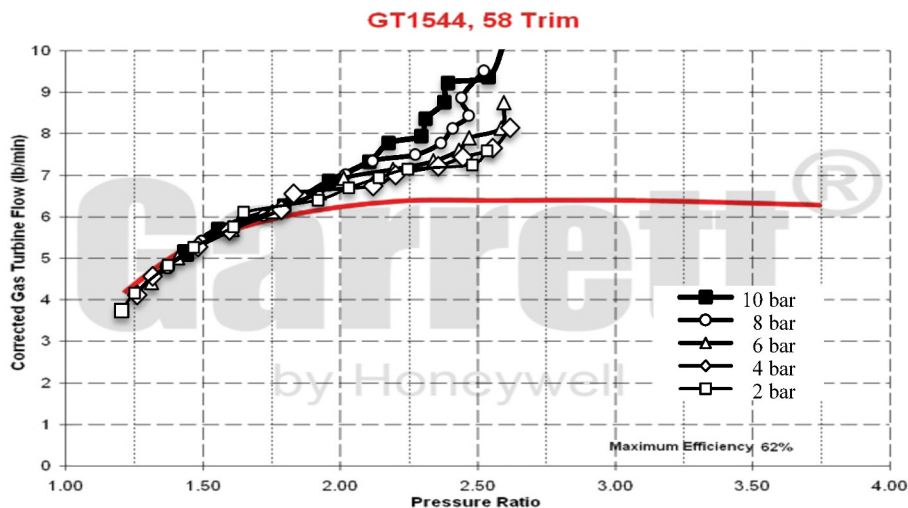


Figura 5.26: Sobreposição realizada entre os valores obtidos experimentalmente em cima do mapa de operação da turbina cedido pelo fabricante.

Recapitulando, os valores $\dot{m}_{g,c}$ derivaram do valor do coeficiente de excesso (λ) medido experimentalmente a montante da turbina, logo são referentes a um caudal mássico de gases de escape total, presente na linha de escape da montagem experimental.

Todavia, dado que a turbina está equipada com *wastegate*, o $\dot{m}_{g,c}$ será dividido em caudal mássico de gases que realmente passa na turbina ($\dot{m}_{T,c}$) e em caudal mássico de gases que passa pela *wastegate* ($\dot{m}_{WG,c}$). Sendo que, o valor de $\dot{m}_{WG,c}$ depende das condições de operação do MCI/turbocompressor. Assim sendo, é possível afirmar que no interior da turbina se verifica a Eq. 5.8. Logo existe uma possibilidade de estimar o valor de $\dot{m}_{WG,c}$.

$$\dot{m}_{g,c} = \dot{m}_{T,c} + \dot{m}_{WG,c} \quad \text{Eq. 5.8}$$

Estimativa do caudal mássico de gases de escape da wastegate, \dot{m}_{WG}

Para estimar o valor de $\dot{m}_{WG,c}$, é necessário saber os valores de $\dot{m}_{g,c}$ obtidos experimentalmente e os valores máximos de $\dot{m}_{T,c}$, obtidos através do mapa de operação da turbina, para posteriormente se poder aplicar a Eq. 5.8.

A obtenção dos valores de $\dot{m}_{T,c}$ deriva da linha que une os pontos de operação da turbina, contendo os valores máximos tanto de caudal de gases de escape, como o valor de relação de pressões associadas. De modo a obter uma equação que descreva a linha que une os pontos de operação, é necessário identificar no mapa de operação da turbina pontos de operação diferentes, para posteriormente se criar uma linha de tendência que os relacione entre eles, com o objetivo final de obter a equação da respetiva linha.

No presente estudo, a linha de tendência resulta da seleção aleatória de oito pontos de operação diferentes como se pode ver na Figura 5.27. Em seguida, e com recurso ao Microsoft Excel, determina-se a respetiva equação, incluído o coeficiente de correlação, R^2 . É através da equação da linha de tendência, que existe a possibilidade de determinar analiticamente, os valores teóricos de $\dot{m}_{T,c}$. Os valores $\dot{m}_{T,c}$ serão posteriormente apresentados na forma de gráfico, presente na Figura 5.28.

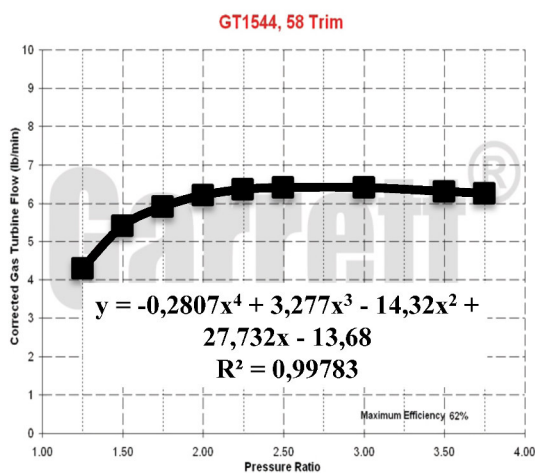


Figura 5.27: Seleção aleatória dos pontos de operação da turbina, para determinar a linha de tendência e a respetiva equação.

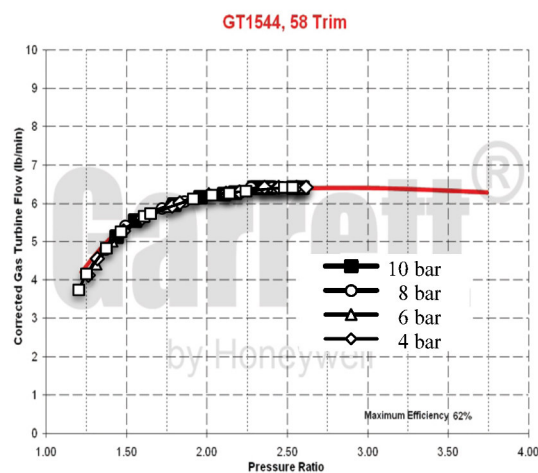


Figura 5.28: Visualização dos resultados obtidos para o parâmetro \dot{m}_T .

É através da diferença existente entre os valores de $\dot{m}_{g,c}$ e os valores de $\dot{m}_{T,c}$, que se consegue obter uma estimativa dos valores de $\dot{m}_{WG,c}$. Como exemplo, estão presentes na Tabela 5.7 os valores de $\dot{m}_{WG,c}$ para uma condição de carga $PME = 10$ bar, variando o valor de velocidade de rotação N do MCI.

A Figura 5.29 apresenta a variação dos valores de $\dot{m}_{WG,c}$, com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga PME . Esta figura mostra que $\dot{m}_{WG,c}$ tende a aumentar de forma aproximadamente linear com o aumento de N . Para um dado valor de N , $\dot{m}_{WG,c}$ aumenta com a PME .

Tabela 5.7: Resultados obtidos para os seguintes parâmetros: caudal mássico de gases de escape corrigido ($\dot{m}_{g,c}$); caudal mássico de gases de escape na turbina ($\dot{m}_{T,c}$) e caudal mássico de gases de escape na wastegate ($\dot{m}_{WG,c}$) em função do aumento da velocidade de rotação (N) do MCI para uma carga $PME = 10$ bar.

PME	N	$\dot{m}_{g,c}$	$\dot{m}_{T,c}$	$\dot{m}_{WG,c}$
[bar]	[rpm]	[lb/ min]	[lb/min]	[lb/min]
10	1500	5.12	5.1	0.00
	1750	5.70	5.5	0.17
	2000	6.25	6.0	0.30
	2250	6.85	6.2	0.70
	2500	7.32	6.2	1.08
	2750	7.75	6.3	1.48
	3000	7.93	6.4	1.53
	3250	8.34	6.4	1.94
	3500	8.73	6.4	2.33
	3750	9.20	6.4	2.80
	4000	9.35	6.4	2.95
4250	10.10	6.4	3.70	

A tendência de aumento visualizada na Figura 5.29 está dentro do esperado, porque segundo o mapa de operação da turbina, quanto maior for o caudal mássico de gases de escape à entrada da turbina, $\dot{m}_{g,c}$, mais caudal de gases de escape vai passar pela wastegate, logo corresponde a um aumento do valor de \dot{m}_{WG} .

Por último, a Figura 5.29 revela também a gama de velocidade de rotação do MCI, dependendo da sua condição de carga, para a qual a wastegate permanece fechada ($N \leq 2250$ rpm), visto que o valor de \dot{m}_{WG} é aproximadamente zero.

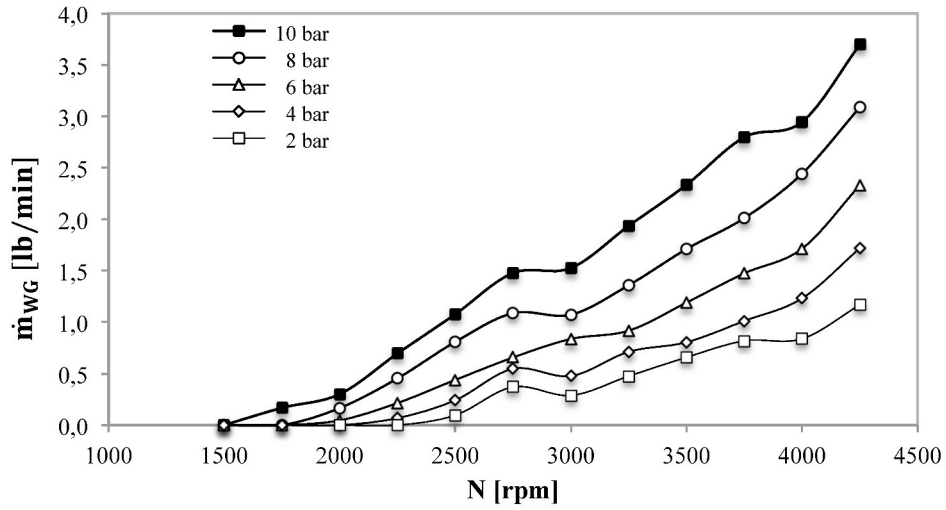


Figura 5.29: Variação dos valores de \dot{m}_{wG} , com a velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga PME.

6. Conclusões

Neste trabalho 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 que reportam montagens semelhantes.

A análise de incertezas experimentais realizada, permitiu quantificar a incerteza das variáveis medidas e identificar a influência das variáveis medidas nas variáveis calculadas. Conclui-se que as variáveis medidas: pressão antes do compressor (P_1) e a pressão antes da turbina (P_3) são aquelas que mais contribuem para a incerteza experimental das variáveis calculadas.

Quando comparados com resultados disponíveis na bibliografia, os resultados obtidos para a caracterização do compressor em estudo estão de acordo com o previsto. No entanto, é de notar que as diferentes condições de pressão e temperatura ambiente verificadas nos dias de ensaio têm influência nos resultados obtidos para alguns dos parâmetros calculados, como são exemplos a temperatura adiabática e o rendimento do compressor ($T_{2,ad}$ e η_c)

Através da análise detalhada do processo de compressão conclui-se que o processo de compressão do ar real tende a aproximar-se do processo de compressão isentrópico, sendo o rendimento do compressor o resultado da diferença entre estes dois processos.

Com recurso ao *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.

Relativamente aos resultados obtidos para a caracterização da turbina, conclui-se que também estes estão dentro do previsto, não só pela sua evolução, consequência essa do aumento da velocidade de rotação N e da carga PME , mas também pelo facto dos resultados obtidos no presente estudo serem idênticos aos resultados obtidos por diversas referências.

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 dos mapas de operação do compressor e da turbina. Para tal, o presente trabalho tem todas as condições para ter continuidade.

6.1 Trabalhos Futuros

No decorrer do trabalho foram identificadas algumas evoluções que, como sugestão de trabalho futuro, são a seguir enumeradas.

- I. Análise experimental da turbina de modo a obter mapas de operação detalhados:
 - ✓ Separação dos gases de escape que passam pela turbina dos gases de escape que passam pela *wastegate*, conseguindo assim medir individualmente com maior rigor o valor de \dot{m}_T , \dot{m}_{WG} e η_C . Esta separação pode ser conseguida através do uso de uma *wastegate* externa, desativando a *wastegate* interna junto à turbina.
 - ✓ No caso de utilização da montagem experimental do presente estudo, seria interessante adicionar a informação da posição da *wastegate*, conseguindo assim determinar o ângulo de abertura da mesma. A referência (Capobianco & Marelli, 2010) é um bom exemplo de aplicação deste método.
- II. Adequação da montagem experimental para o teste de diferentes tipos de turbocompressores, incluindo turbocompressores de geometria variável.

7. Bibliografia

- Andersen, J., Lindström, F., & Westin, F. (2008). Surge Definitions for Radial Compressors in Automotive Turbochargers. *SAE TECHNICAL PAPER SERIES*, (724), 776–790.
- Andersson, P. (2002). *Intake Air Dynamics on a Turbocharged SI-Engine with Wastegate*. *SAE Transactions*. Society of Automotive Engineers, 400 Commonwealth Dr, Warrendale, PA, 15096, USA,.
- Andersson, P. (2005). *Air Charge Estimation in Turbocharged Spark Ignition Engines*. *Electrical Engineering*.
- Atkins, R. D. (2009). *An Introduction to Engine Testing and Development* (1st ed.). 400 Commonwealth Drive Warrendale, PA 15096-000 1 USA: SAE International.
- AUTODATA. (2004). Autodata Cd2 version: 5.373 - Software. In A. Limited (Ed.), .
- Bae, B.-H. B. B.-H., Sul, S.-K. S. S.-K., Kwon, J.-H. K. J.-H., & Byeon, J.-S. B. J.-S. (2003). Implementation of sensorless vector control for super-high speed PMSM of turbo-compressor. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 2(3), 811–818.
- Basshuysen, R. (2009). Gasoline Engine with Direct Injection. In *Gasoline Engine with Direct Injection* (pp. 161–179). Vieweg and Teubner.
- Bell, C. (1997). *Maximum Boost: Designing, Testing and Installing Turbocharger systems* (ilustrada., p. 247). Robert Bentley Automotive Publishers.
- Benedict, R. P. (1984). *Fundamentals of Temperature, Pressure and Flow Measurements*. Wiley.
- Bergstrom, J., & Brugard, J. (1999). *Modeling of a Turbo Charged Spark Ignited Engine LiTH-ISY-EX-2081*. Linkoping.
- Bloch, H. P. (2006). *A PRACTICAL GUIDE TO COMPRESSOR TECHNOLOGY* (2nd ed., p. 573). New Jersey: JOHN WILEY & SONS, INC.
- Bosch HFM 2. (2012). Hot-film air-mass meter, type HFM 2, Technical Data, BOSCH.
- Boyce, M. P., Brown, R. N., Gaston, J. R., Bohannan, W. R., & Meher-Homji, C. (1983). *PRACTICAL ASPECTS OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR SURGE AND SURGE CONTROL* (pp. 147–73). Houston.
- Capobianco, M., & Marelli, S. (2010). Experimental investigation into the pulsating flow performance of a turbocharger turbine in the closed and open waste-gate region. Genoa - Italy.

- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2006). *Thermodynamics: an engineering approach* (2nd ed.). McGraw-Hill Higher Education.
- Challen, B., & Baranescu, R. (1999). *Diesel Engine Reference Book*. (B. Challen & R. Baranescu, Eds.) (2nd ed., p. 675). Oxford: Butterworth-Heinemann.
- Correge. (2012). Thermocouples Technical Data, CORREGE.
- Dehner, R., Selamet, A., Keller, P., & Becker, M. (2010). Simulation of Mild Surge in a Turbocharger Compression System. *SAE 2010 Powertrains Fuels & Lubricants Meeting*, 197–212.
- Dixon, S. (2005). *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery* (5th ed.). Elsevier.
- Dynamometer. (2000). Roller Dynamometer LPS 2000 Performance and Function Tester.
- Eriksson, L. (2006). Modeling and control of turbocharged si and di engines. *ECOSMRencountres Scientifiques de IIFP*, 62(4), 523–538. doi:10.2516/ogst
- EuroLab. (2002). *Measurement Uncertainty in Testing, Technical Report No.1* (pp. 1–27).
- Figueiredo, P. (2013). *Internal Combustion Engines Turbocharged Engines*. Maribor.
- Freescale MPX4250A. (2012). Semiconductor Technical Data, Freescale.
- Galindo, J., Arnau, F. J., Tiseira, A., & Piqueras, P. (2010). Solution of the turbocompressor boundary condition for one-dimensional gas-dynamic codes. *Mathematical and Computer Modelling*, 52(7-8), 1288–1297. doi:10.1016/j.mcm.2010.05.003
- Galindo, J., Serrano, J. R., Climent, H., & Tiseira, A. (2008). Experiments and modelling of surge in small centrifugal compressor for automotive engines. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32(3), 818–826. doi:10.1016/j.expthermflusci.2007.10.001
- Galindo, J., Serrano, J. R., Guardiola, C., & Cervelló, C. (2006). Surge limit definition in a specific test bench for the characterization of automotive turbochargers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 30(5), 449–462. doi:10.1016/j.expthermflusci.2005.06.002
- Garigilio, A., Bellerate, E., & Marchese, P. (2004). FUERO WP6 - Specification of Test Procedures for Compressor / Expander Units, (May), 1–41.
- Gonçalves, P. M. F. (2008). *CONCEPÇÃO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA PARA UM VEÍCULO AUTOMÓVEL DE EXTRA-BAIXO CONSUMO*. Coimbra.
- Gravdahl, J. T., Willems, F., Jager, B. De, & Egeland, O. (2000). Modeling for surge control of centrifugal compressors: comparison with experiment. In *Proceedings of the 39th IEEE Conference on Decision and Control* (pp. 1341 – 1346 vol.2).
- GT1544s, G. (2012). Turbocharger - Technical Data, Garrett. Retrieved April 12, 2013, from <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbocharger>

-
- Guillou, E. (2013). *Uncertainty and Measurement Sensitivity of Turbocharger Compressor Gas Stands*. doi:10.4271/2013-01-0925
- Gyarmathy, G. (1983). How Does the Comprex® Pressure-wave Supercharger Work? *SAE Technical Paper Series*, 830234, 15.
- Hagelstein, D., Hillewaert, K., Van den Braembussche, R. A., Engeda, A., Keiper, R., & Rautenberg, M. (1999). Experimental and Numerical Investigation of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute. *Journal of Turbomachinery*, 122(1), 22–31.
- Hansen, K. E., Jorgensen, P., & Larsen, P. S. (1981). Experimental and Theoretical Study of Surge in a Small Centrifugal Compressor. *Journal of Fluids Engineering*, 103(3), 391–395.
- Heisler, H. (1995). *Advanced engine technology* (p. 794). E. Arnold.
- Heisler, H. (1999). *Vehicle and Engine Technology* (p. 783). Arnold, a member of the Hodder Headline Group.
- Helvoirt, J. Van. (2007). *Centrifugal Compressor Surge Modeling and Identification for Control*. Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven.
- Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engine*. US Patent 6,990,956 (Vol. 21, p. 481). McGraw-Hill.
- Hiereth, H., & Prenninger, P. (2007). *Charging the Internal Combustion Engine* (1st ed.). Wien, Austria: Springer Berlin Heidelberg.
- Hitomi, M. (Mazda M. C.), Yuzuriha, Y. (Mazda M. C.), & Tanaka, K. (Mazda M. C.). (1989). The Characteristics of Pressure Wave Supercharged Small Diesel Engine.
- Honeywell, G. by. (2013). Wheel Trim. Retrieved September 25, 2013, from http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/wheel_trim
- ITTC. (2008). *Recommended Procedures and Guidelines*.
- Jager, B. De. (1995). Rotating stall and surge control: A survey. In *Proceedings of the 34th Conference on Decision & Control* (pp. 1857–1862). Eindhoven.
- Jung, M., Ford, R. G., Glover, K., Collings, N., Christen, U., & Watts, M. J. (2002). Parameterization and Transient Validation of a Variable Geometry Turbocharger for Mean-Value Modeling at Low and Medium Speed-Load Points.
- Kar, K., Roberts, S., Stone, R., Oldfield, M., & French, B. (2004). Instantaneous Exhaust Temperature Measurements Using Thermocouple Compensation Techniques.
- Keyser, D. R., Gerhart, P. M., & Hays, W. O. (1994). ASME PTC 10 - Performance Test Code on Compressors and Exhausters. EUA.
- Kistler. (2005). Operating Instructions - Piezoresistive Absolute Pressure Transducers 4045A2, 4045A5, 4218A2, 4218A5, 7511, Kistler Instrument Corporation.

- Kusztelan, a., Yao, Y. F., Marchant, D. R., & Wang, Y. (2011). A Review of Novel Turbocharger Concepts for Enhancements in Energy Efficiency. *International Journal of Thermal and Environmental Engineering*, 2(2), 75–82. doi:10.5383/ijtee.02.02.003
- Leufvén, O. (2010). *Compressor Modeling for Control of Automotive Two Stage Turbochargers*. Linköpings.
- Leufvén, O. (2013). *Modeling for control of centrifugal compressors*. Linkopings.
- Leufvén, O., & Eriksson, L. (2011). Surge and Choke Capable Compressor Model. *18th IFAC World Congress Milano (Italy)*, (2), 10653–10658.
- Lewis, R. I. (1996). *Turbomachinery Performance Analysis*. Elsevier Science & Technology Books.
- Luján, J. M., Bermúdez, V., Serrano, J. R., & Cervelló, C. (2002). Test Bench for Turbocharger Groups Characterization, (724).
- Macián, V., Luján, J. M., Bermúdez, V., & Guardiola, C. (2004). Exhaust pressure pulsation observation from turbocharger instantaneous speed measurement. *Measurement Science and Technology*, 15(6), 1185–1194. doi:10.1088/0957-0233/15/6/020
- Maschinenbau, V. F. (2004). *Experimental investigation and extended simulation of turbocharger non-adiabatic performance*. Hannover.
- Merker, G. P., & Stiesch, G. (1999). *Technische Verbrennung: Motorische Verbrennung* (p. 159). Teubner.
- Mollenhauer, K., & Tschöke, H. (2010). *Handbook of Diesel Engines. Handbook of Diesel Engines, ...* (p. 634). Berlin: Springer Berlin Heidelberg.
- Moran, M., Shapiro, H., Boettner, D., & Bailey, M. (2010). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* (7th ed., p. 1026). Hoboken: JOHN WILEY & SONS, INC.
- MoTeC PLM. (2012). Manual PLM User ' s, MoTeC.
- Mrosek, M., Zahn, S., & Isermann, R. (2009). Parameter Estimation for Physical Based Air Path Models of Turbocharged Diesel Engines – An Experience Based Guidance.
- Müller, M. (2008). Estimation and Control of Turbocharged Engines, (724), 776–790.
- National Instruments. (2013). As partes de um sistema DAQ. Retrieved March 12, 2013, from <http://www.ni.com/data-acquisition/what-is/pt/>
- Naundorf, D., & Bolz, H. (2001). Design and Implementation of a New Generation of Turbo Charger Test Benches Using Hot Gas Technology, (724).
- NI_PCI-6225. (2012). Analog Inputs Multifunction DAQ, Technical data, National Instrumens.
- Payry, F., Benajes, J., & Reyes, M. (1996). MODELLING OF SUPERCHARGER TURBINES IN INTERNAL-COMBUSTION ENGINES, 38, 853–869.

-
- Pereira, J. F. (2011). *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis*.
- Performance Trends. (1999). Port Flow Analyzer – for windows; Performance Trends Inc;
- Podevin, P., Clenci, A., & Descombes, G. (2011). Influence of the lubricating oil pressure and temperature on the performance at low speeds of a centrifugal compressor for an automotive engine. *Applied Thermal Engineering*, 31(2-3), 194–201. doi:10.1016/j.applthermaleng.2010.08.033
- Pulkrabek, W. W. (2004). *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine* (p. 426). New Jersey.
- Rakopoulos, C D, Michos, C. N., & Giakoumis, E. G. (2005). Study of the Transient Behavior of Turbocharged Diesel Engines Including Compressor Surging Using a Linearized Quasi-Steady Analysis. *Mechanical Engineering*.
- Rakopoulos, Constantine D., & Giakoumis, E. G. (2009). *Diesel Engine Transient Operation* (1st ed.). Athens, Greece: Springer-Verlag London Limited.
- Sens, M., Nickel, J., Grigoriadis, P., & Pucher, H. (2006). influence of sensors and measurement system configuration on mapping and the use of turbochargers in the vehicle. Detroit, USA.
- Shultz, J. (2011). *AUTHENTICATING TURBOCHARGER PERFORMANCE UTILIZING ASME PERFORMANCE TEST CODE CORRECTION METHODS*. Kansas State.
- Speed sensor Garrett. (2012). Turbo Speed Sensor Kit Bill of Materials & Precautions.
- Stemler, E., & Lawless, P. (1997). The Design and Operation of a Turbocharger Test Facility Designed for Transient Simulation, (412).
- SuperFlow. (1996). SF-110/120FC FlowBench Operator’s Manual SuperFlow Technologies Group.
- Tancrez, M., Galindo, J., Guardiola, C., Fajardo, P., & Varnier, O. (2011). Turbine adapted maps for turbocharger engine matching. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35(1), 146–153. doi:10.1016/j.expthermflusci.2010.07.018
- Taylor, E. S. (1974). *Dimensional analysis for engineers* (ilustrada., p. 162). Clarendon Press.
- Thomasson, A., & Eriksson, L. (2011). Modeling and Control of Co-Surge in Bi-Turbo Engines ★, 13010–13015.
- Vann, P., & Becker, C. (2004). *Porsche Turbo: The Full History*. MBI Publishing Company LLC.
- Watson, N., & Janota, S. (1982). *Turbocharging: The Internal Combustion Engine*. John Wiley & Sons Canada, Limited.
- Weaving, J. H. (1990). *Internal combustion engineering: science & technology* (p. 865). Elsevier Applied Science.
- Wellington, & Asmus, A. (1995). *Diesel engines and fuel systems* (4th ed., p. 585). Longman.

White, F. M. (2011). *Fluid Mechanics*. (J. P. Holman & J. Lloyd, Eds.) *Refrigeration And Air Conditioning* (7th ed., Vol. 6). McGraw-Hill.

Winkler, N., & Reports, T. (2008). *Transient simulations of heavy-duty diesel engines with focus on the turbine*. Stockholm.

Xin, Q. (2011). *Diesel engine system design*. Woodhead Publishing Limited. doi:10.1533/9780857090836

Xinghua, L. X. L., Lei, Y. L. Y., Fushui, L. F. L., Wenfeng, W. W. W., & Ruwei, W. R. W. (2010). Design for Control System of Wastegate Valve Actuator in Turbocharger. *Digital Manufacturing and Automation ICDMA 2010 International Conference on*, 1, 514–517. doi:10.1109/ICDMA.2010.110

Yarin, L. P. (2012). *The Pi-Theorem: Applications to Fluid Mechanics and Heat and Mass Transfer*. Springer.

8. Anexos

ANEXO I: Calibração dos sensores de pressão e de temperatura.

Sensores de Pressão

A metodologia utilizada na calibração dos sensores de pressão utilizados consistiu em criar um ponto de medição comum a todos os sensores que possibilitasse a variação do valor de pressão. Contudo, o valor de pressão imposto nesse ponto de medição não tinha maneira nenhuma de ser aferido, pois não existia no laboratório nenhum equipamento devidamente aferido para realizar essa função. Assim sendo, restava apenas calibrar todos os sensores de pressão em função do sensor de pressão de referência. A escolha do sensor de referência teve como base o sensor de pressão com maior resolução de medição.

Tabela 8.1: Comparação entre os valores de resolução de cada sensor utilizado.

Sensor de pressão		Sigla	Resolução
<i>Freescale</i>	MPX4250AP	P_1 e P_2	0.5 bar/V
<i>Kistler</i>	4045A2V64	P_3	0.5 bar/V
	4045A2V64	P_4	0.2 bar/V

Ao analisar a Tabela 8.1 verifica-se que além de ser o mais preciso, o sensor P_4 é o que apresenta a maior resolução devido aos seus 0.2 bar/V. Logo, este sensor de pressão será considerado como a referência para todos os outros. Além disso, é importante referir que os sensores de pressão *Kistler* são acompanhados dos certificados de calibração fornecidos pelo fabricante, como se pode ver nas Figuras 8.1 e 8.2.

ABGLEICHBLATT - PIEZORESISTIVER DRUCKSENSOR ADJUSTMENT SHEET - PIEZORESISTIVE PRESSURE SENSOR			
Typ Type	4045A2V64	SN:	1606624
Bereich Range	0 ... 2 bar	Max. Druck Max. Pressure	5 bar
Kompensierter Temperaturbereich Compensated Temperature Range			20 ... 120 °C
Referenztemperatur Reference Temperature			20 °C
Anzugsdrehmoment Mounting Torque			3 ... 5 Nm
Kalibrierwerte für Verstärker 4618 Calibration Data for Amplifier 4618			
RANGE:	3.863 V	ZERO:	0.056 V
RANGE:	10.181 mA		
KISTLER INSTRUMENTE AG CH-8408 Winterthur Schweiz / Switzerland Kistler Doc. Nr:			Calibrated by M. Frei Date : 21.11.2007

Figura 8.1: Certificado de calibração do sensor de pressão *Kistler 4045A2V64*.

ABGLEICHBLATT - PIEZORESISTIVER DRUCKSENSOR ADJUSTMENT SHEET - PIEZORESISTIVE PRESSURE SENSOR			
Typ Type	4045A5V64	SN: 1649168	
Bereich Range	0 ... 5 bar	Max. Druck Max. Pressure	12.5 bar
Kompensierter Temperaturbereich Compensated Temperature Range	20 ... 120 °C		
Referenztemperatur Reference Temperature	20 °C		
Anzugsdrehmoment Mounting Torque	3 ... 5 Nm		
Kalibrierwerte für Verstärker 4618 Calibration Data for Amplifier 4618			
RANGE:	4.946 V	ZERO:	-0.085 V
RANGE:	11.914 mA		
KISTLER INSTRUMENTE AG CH-8408 Winterthur Schweiz / Switzerland Kistler Doc. Nr:			Calibrated by <i>M. Frei</i> Date: 21.11.2007

Figura 8.2: Certificado de calibração do sensor de pressão *Kistler 4045A5V64*

Portanto, a calibração dos sensores de pressão decorreu da seguinte forma: inicialmente definiram-se valores de pressão que seriam impostos no ponto comum a todos os sensores. Os valores de pressão absoluta escolhidos estão compreendidos entre os 0.2 e os 4 bar. Para cada valor de pressão foi registado com recurso ao programa de aquisição de dados, o valor de tensão de saída de todos os sensores. Aos valores de tensão foi lhe aplicada a função de transferência respetiva a cada sensor. A Figura 8.3 apresenta os valores de tensão de saída obtidos por cada sensor em função do valor de pressão.

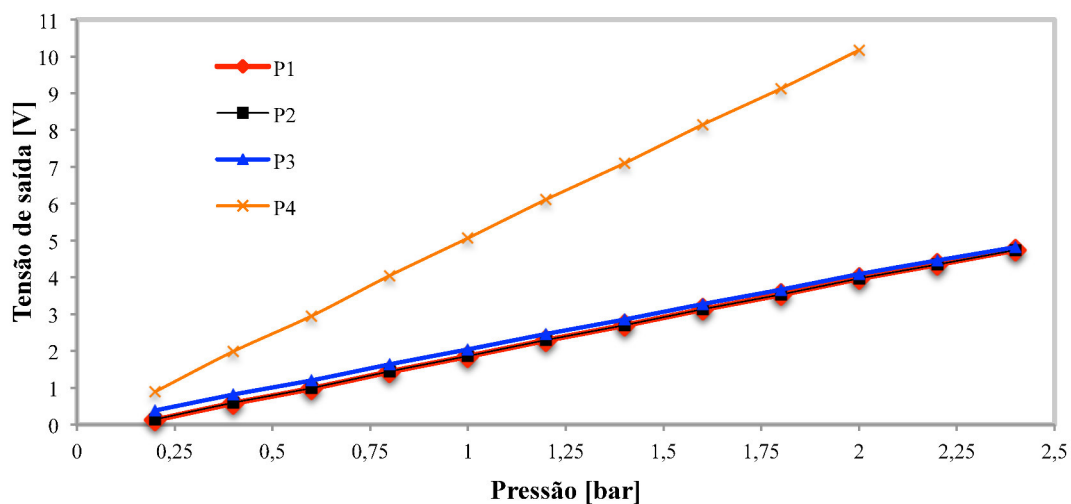


Figura 8.3: Funções de transferência dos respetivos sensores de pressão.

Em seguida, comparam-se os valores de tensão obtidos pelos sensores P_1 , P_2 e P_3 com os valores de P_4 , de forma a determinar as diferenças entre eles. O método escolhido para eliminar essas diferenças foi a adição de um offset em cada valor adquirido pela placa de aquisição. A Tabela 8.2 apresenta os valores de offsets utilizados em cada sensor de pressão.

Tabela 8.2: Valores dos *offsets* adicionados ou subtraídos em cada sensor de pressão utilizado.

Sensor	Incremento, [bar]
P_1	-0.005
P_2	-0.005
P_3	-0.013
P_4	

Como forma de visualizar a diferença existente entre os valores medidos pelo sensor de referência e os restantes sensores, foi realizado um gráfico presente na Figura 8.4. O valor máximo de diferença percentual entre os diferentes sensores é de 1.5%, logo é possível afirmar que é um valor perfeitamente aceitável para a realização desta calibração.

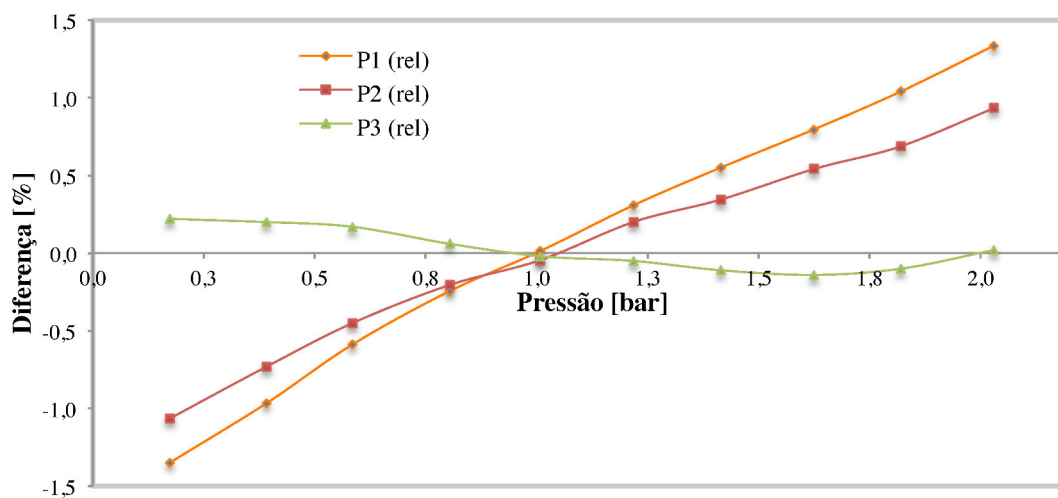


Figura 8.4: Diferença percentual entre o sensor de referência P_4 e os restantes sensores de pressão P_1 , P_2 e P_3 .

Sensores de Temperatura

A metodologia utilizada na calibração dos termopares do tipo K consistiu em colocá-los todos juntos no mesmo local, de maneira a que todos medissem o mesmo valor de temperatura. Após um período de repouso e estabilização, averiguou-se no programa de aquisição de dados (ver subsecção 3.6.2) quais os valores de temperatura por eles medidos.

Aí verificou-se que nem todos os termopares apresentavam o mesmo valor de temperatura quando comparado com o valor de referência. Este é medido por um sensor de temperatura presente no equipamento do banco de ensaio de potência. A razão da utilização do valor de temperatura cedido pelo banco de potência deve-se ao facto de este ser calibrado e aferido por responsáveis da própria marca.

A solução encontrada para eliminar a discrepância de valores de temperatura medidos pelos vários termopares consistiu em adicionar ou subtrair um determinado incremento em cada termopar que apresentasse uma discrepância no valor medido. O valor dos incrementos está visível na Tabela 8.3.

Tabela 8.3 Valores dos incrementos adicionados ou subtraídos em cada termopar utilizado.

Sensor	Incremento [°C]
T_1	-
T_2	-
T_3	-
T_4	-0.5
T_{Col}	+0.3
T_{in_Turb}	-
T_{out_Turb}	-

ANEXO II: Aspectos importantes na montagem dos sensores de pressão.

Através da experiência adquirida na realização de um trabalho prático que envolvia o uso de sensores deste tipo, verificou-se, que devido ao seu reduzido tamanho, estes sensores tornavam-se um pouco frágeis quando submetidos a situações de funcionamento do MCI. Isto porque, quando o MCI entrava em funcionamento originava uma grande vibração, que era transmitida a todos os componentes que estivessem em contacto com ele direta ou indiretamente. Assim sendo, estes sensores sofreram umas pequenas alterações, descritas em seguida. O primeiro passo consistiu em criar peças em acrílico que permitissem introduzir o corpo do sensor no interior da peça criada, obtendo assim um aumento de robustez do sensor.

Além dessa função, a peça permitia também adicionar uma ficha da marca *AMP* de três pinos, com o objetivo de obter uma ficha onde seria mais fácil ligar o sensor à cablagem e assim eliminar de vez as ligações aos pinos originais do sensor. Estes eram demasiado frágeis e sujeitos à introdução de ruído tanto no circuito elétrico de alimentação como no sinal de saída do sensor. Posteriormente, na Secção A - Conduta pré-compressão, foram adicionados dois parafusos que seriam o ponto de fixação da colocação dos dois MPX4250AP usados, visível na Figura 8.5.

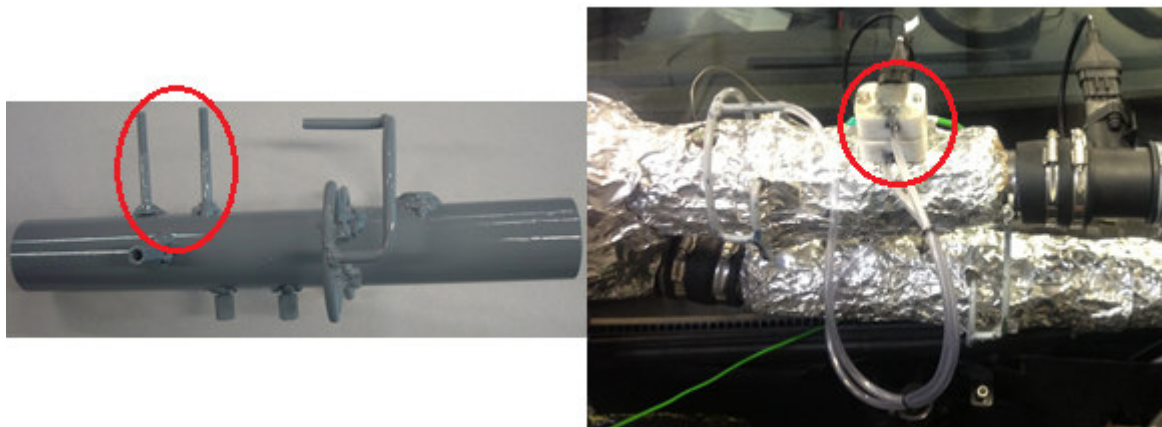


Figura 8.5: Localização na montagem experimental do ponto de fixação dos dois sensores *Freescale* MPX4250AP.

ANEXO III: Características e funcionamento do fluxómetro.

O fluxómetro utilizado foi o *SuperFlow SF-120* visível na Figura 8.6. Este é composto por uma consola com duas câmaras, câmara de aspiração/compressão e câmara de saída/entrada. No painel que separa as duas câmaras existem dois ventiladores que podem gerar fluxo de ar nos dois sentidos, permitindo à máquina aspirar ou comprimir ar, consoante o problema em causa (Pereira, 2011). No caso do sensor *MAF*, este esteve sujeito à situação de aspiração por parte do fluxómetro.

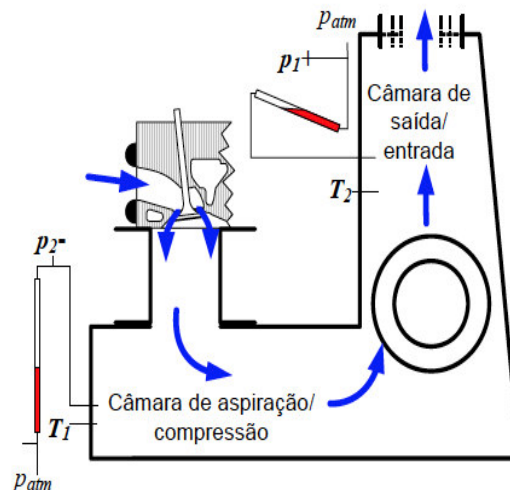


Figura 8.6: Esquema em corte do funcionamento do fluxómetro *SuperFlow SF-120* (Pereira, 2011).

Conforme referido acima, no fluxómetro são feitas duas medições de pressão e de temperatura. Em P_1 é medida a pressão relativa na câmara de saída, para calcular o caudal de ar que passa no sistema. A pressão relativa P_2 é a pressão de teste. Esta é monitorizada de forma a manter o valor de pressão constante durante a realização do teste, independentemente da gama de fluxo e o curso da válvula seleccionada. As temperaturas são medidas nas duas câmaras, de forma a realizar as respetivas correções posteriormente (ver Figura 8.6).

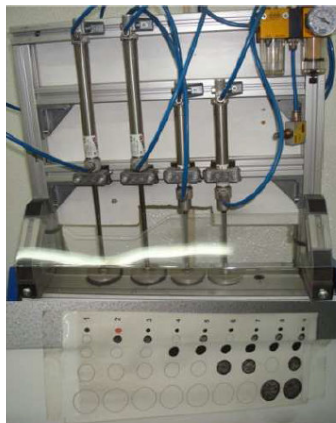


Figura 8.7: Método de regulação do caudal de ar.

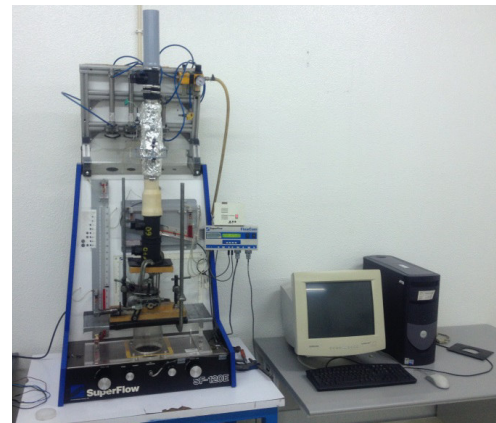


Figura 8.8: Fluxómetro com a instalação da conduta secção A- Pré-compressão.

A regulação do fluxo é feita por cinco orifícios na câmara de saída/entrada que podem ser conjugados em nove diferentes combinações possíveis, consoante a gama de fluxo necessária, visível na Figura 8.7. A Figura 8.8 apresenta a instalação no fluxómetro da Secção A - Conduto de Pré-compressão.

O fluxómetro possui ainda um sistema de medição digital denominado *FlowCom*. Este tem como função efetuar a medição do caudal volúmico de ar. Este valor de caudal volúmico medido é compensado por valores de temperatura e pressão obtidos através das leituras dos sensores de temperatura e de pressão presentes em ambas as câmaras, visível na Figura 8.6. A pressão do escoamento nas duas câmaras é medida por um sistema de manómetros de coluna de água para medição visual e simultaneamente por sensores de pressão do sistema de medição digital.

A medição de temperatura é feita por dois sensores, um em cada câmara, igualmente ligados ao sistema *FlowCom*. Além desta função, o sistema *FlowCom* controla também a pressão de teste regulando a velocidade dos ventiladores. Por fim, faz a exportação dos valores medidos para o programa de tratamento e análise de resultados “*Performance Trends – Port Flow Analyzer*”, visível na Figura 8.9.

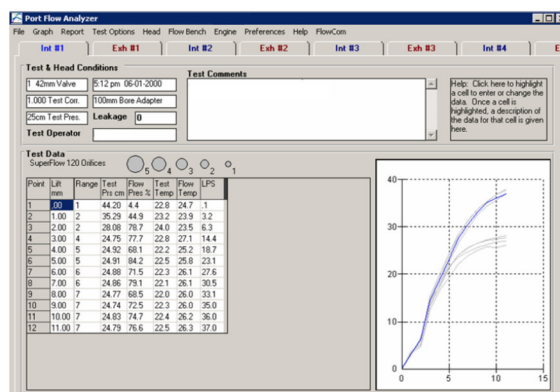


Figura 8.9: Exemplo de visualização do painel de medição do software de aquisição de dados do fluxómetro utilizado, denominado “*Performance Trends – Port Flow Analyzer*”.

Na Tabela 8.4 e na Tabela 8.5 são apresentadas as principais características do fluxómetro *SuperFlow SF-120* e do programa de aquisição de dados *Performance Trends FlowCom* respetivamente.

Tabela 8.4: Características do fluxómetro (SuperFlow, 1996).

Marca:	<i>Superflow</i>
Modelo:	<i>SF-120</i>
Caudal max. (admissão)	87 l/s
Caudal max. (escape)	76 l/s
Precisão	±1 %

Tabela 8.5: Características do programa de aquisição (Performance Trends, 1999).

Marca:	<i>Performance Trends</i>
Modelo:	<i>FlowCom</i>
Precisão de leitura de fluxo	±0.5 %
Precisão de leitura da pressão de teste	±0.13 mbar %
Precisão de leitura da temperatura	0.3 °C

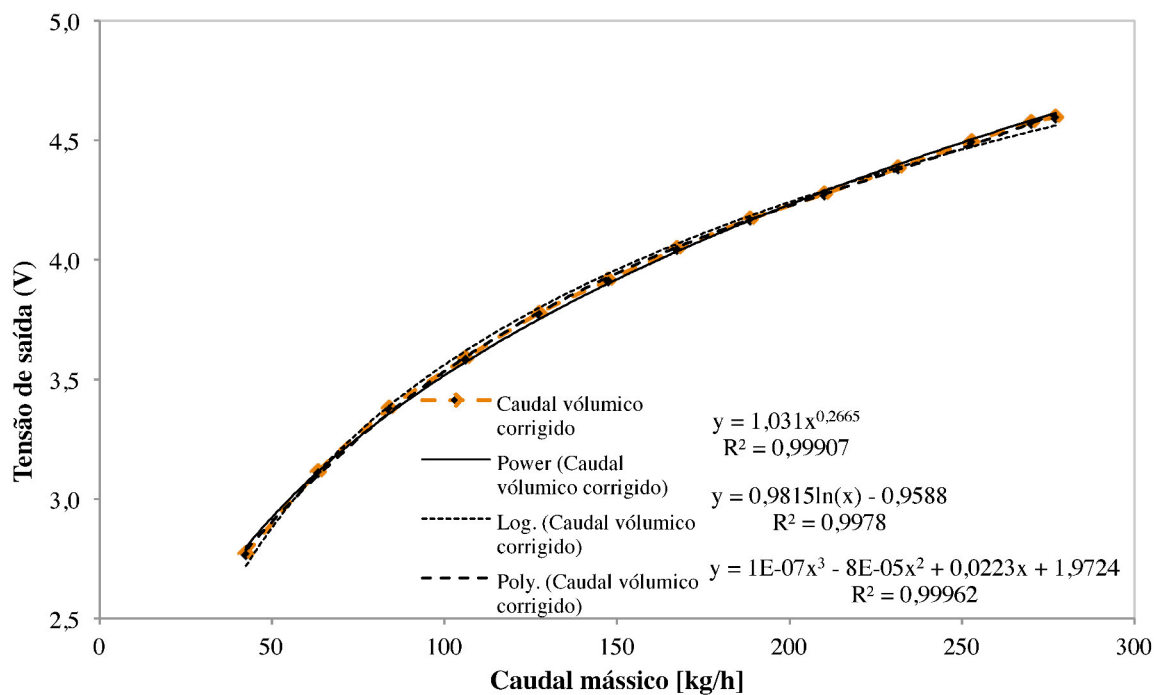


Figura 8.10: Comparação entre as várias linhas de tendência realizadas a partir dos pontos determinados no fluxómetro.

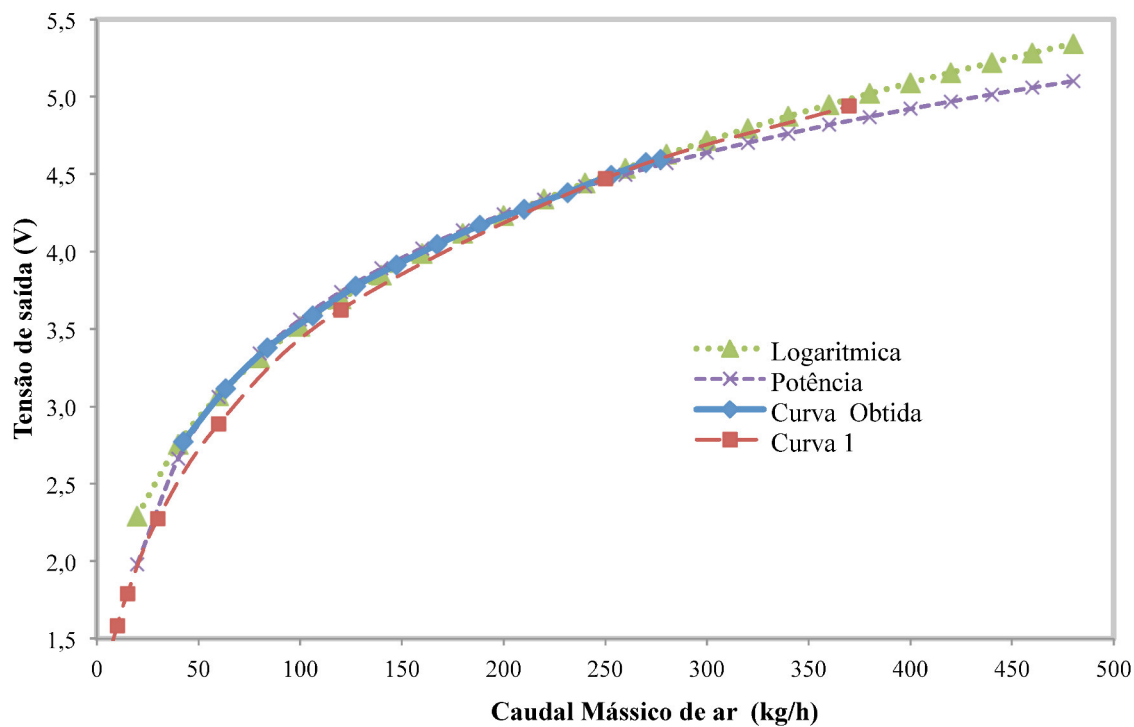


Figura 8.11: Comparação entre as várias funções de transferência criadas a partir das linhas de tendência realizadas.

ANEXO IV: Aspectos importantes na montagem do sensor de velocidade de rotação do turbocompressor.

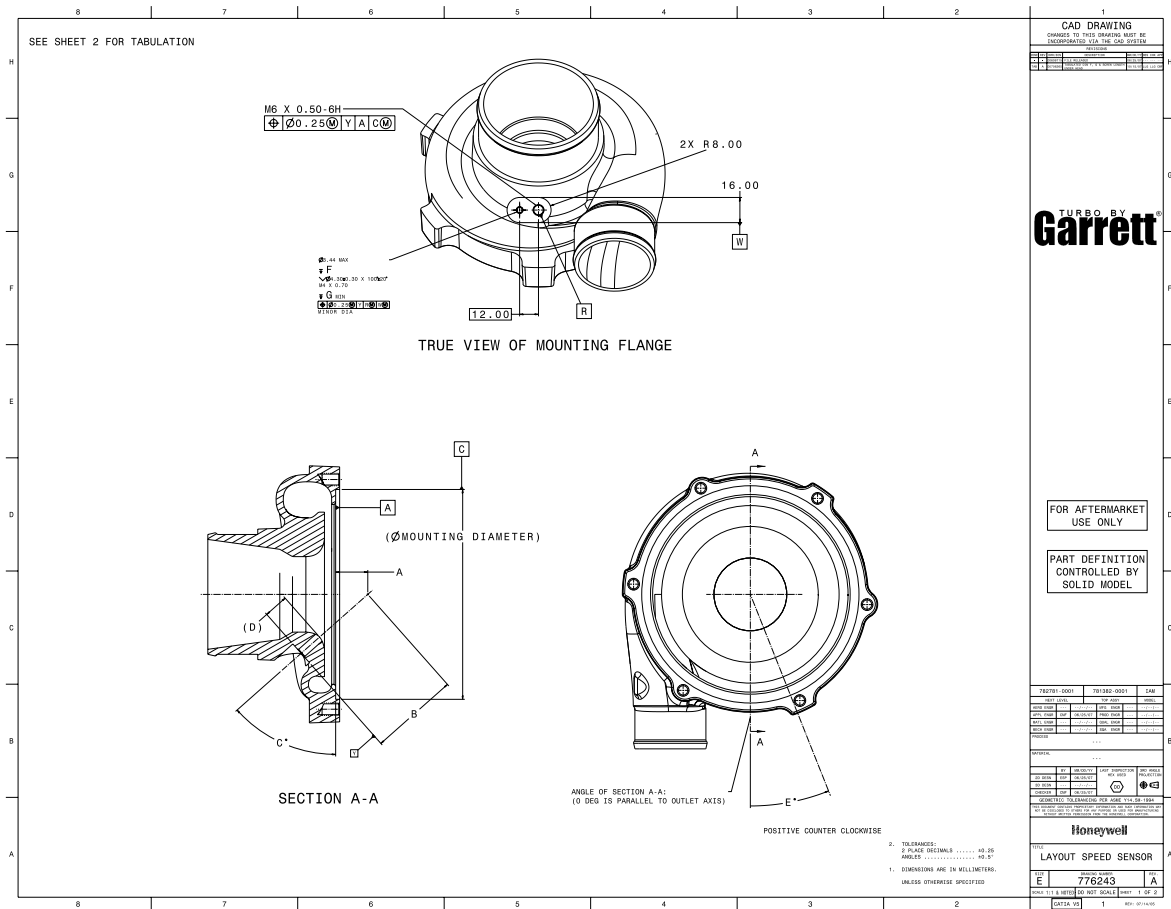


Figura 8.12: Desenho técnico da instalação do sensor de velocidade de rotação do turbocompressor (Speed sensor Garrett, 2012).

ANEXO V: “Pin out” da cablagem da montagem experimental.

Sensor de Massa de ar - MAF [kg/s]										
PinOut - 5 pinos	Local	Cor do fio	Pino n°:	Local	Pino n°:	Cor do fio	Local	Pino n°:	Cor do fio	
Temperatura	Ficha AMP de 5 pinos	Azul	1	Ficha de 25 pinos	8	Castanho	Placa de aquisição: NI PCI 6225	-	Branco e Rosa	
Tensão de Alimentação - 12V		Branco	2		22	Verde			Castanho ou verde	
GND - 0V		Preto	3		3	Branco			22	Vermelho
Tensão de referência - 5V		Vermelho	4		13	Rosa			-	Branco
Sinal de Saída - 0 a 5V		Verde	5		11	Azul			62	Branco e cinzento

Sensor de pressão - P ₁ [Pa]										
PinOut - 3 pinos	Local	Cor do fio	Pino n°:	Local	Pino n°:	Cor do fio	Local	Pino n°:	Cor do fio	
Tensão de Alimentação - 5V	Ficha AMP de 3 pinos	Vermelho	3	Ficha de 25 pinos	1	Branco	Placa de aquisição: NI PCI 6225	-	Amarelo e Castanho	
GND - 0V		Azul	2		25	Rosa			22	Vermelho e Azul
Sinal de Saída - 0 a 5V		Verde	1		10	Azul			65	Cinzento e castanho

Sensor de pressão - P ₂ [Pa]										
PinOut - 3 pinos	Local	Cor do fio	Pino n°:	Local	Pino n°:	Cor do fio	Local	Pino n°:	Cor do fio	
Tensão de Alimentação - 5V	Ficha AMP de 3 pinos	Vermelho	3	Ficha de 25 pinos	12	Azul marinho	Placa de aquisição: NI PCI 6225	-	Branco e Amarelo	
GND - 0V		Azul	2		2	Laranja			22	Branco e vermelho
Sinal de Saída - 0 a 5V		Verde	1		9	Vermelho			30	Cinzento

N° de pontos comuns	GND	5V	12V	24V
	6	3	2	2
Fonte de Tensão	GND	5V	12V	24V
Cor do fio	Azul	Vermelho	Amarelo	Verde

Sensor de pressão - P ₃ [Pa]										
PinOut - 3 pinos	Local	Cor do fio	Pino n°:	Local	Pino n°:	Cor do fio	Local	Pino n°:	Cor do fio	
Tensão de Alimentação - 24V	Ficha AMP de 3 pinos	Vermelho	3	Ficha de 25 pinos	4		Placa de aquisição: NI PCI 6225	-	Castanho e azul ou branco e azul	
GND - 0V		Azul	2		16				22	Branco e verde
Sinal de Saída - 0 a 10V		Verde	1		18				26	Castanho e verde

Sensor de pressão - P ₄ [Pa]										
PinOut - 3 pinos	Local	Cor do fio	Pino n°:	Local	Pino n°:	Cor do fio	Local	Pino n°:	Cor do fio	
Tensão de Alimentação - 24V	Ficha AMP de 3 pinos	Vermelho	3	Ficha de 25 pinos	4		Placa de aquisição: NI PCI 6225	-	Castanho e azul ou branco e azul	
GND - 0V		Azul	2		16				22	Branco e Preto
Sinal de Saída - 0 a 10V		Verde	1		18				28	Cinzento e rosa

Sensor de velocidade rotação do turbocompressor - N _{Tc} [rpm]										
PinOut - 3 pinos	Local	Cor do fio	Pino n°:	Local	Pino n°:	Cor do fio	Local	Pino n°:	Cor do fio	
Tensão de Alimentação - 12V	Ficha AMP de 3 pinos	Vermelho	3	Ficha de 25 pinos	23	Verde	Placa de aquisição: NI PCI 6225	-	Castanho ou verde	
GND - 0V		Preto	2		14	Preto			22	Castanho e Vermelho
Sinal de Saída - 0 a 5V		Verde	1		19	Vermelho			66	Rosa

Sinal do regime de rotação do MCI - N									
PinOut - 3 pinos	Local	Cor do fio	Pino n°:	Local	Pino n°:	Cor do fio	Local	Pino n°:	Cor do fio
Sinal de Saída - 0 a 10V	Ficha AMP de 1 pino	Azul	1	Ficha de 25 pinos	6		Placa de aquisição: NI PCI 6225	37	Azul

Figura 8.13: “Pin out” de todas as ligações elétricas existentes na montagem experimental do presente estudo.

ANEXO VI: Resultados do testes de potência efetuados ao veículo de ensaios.

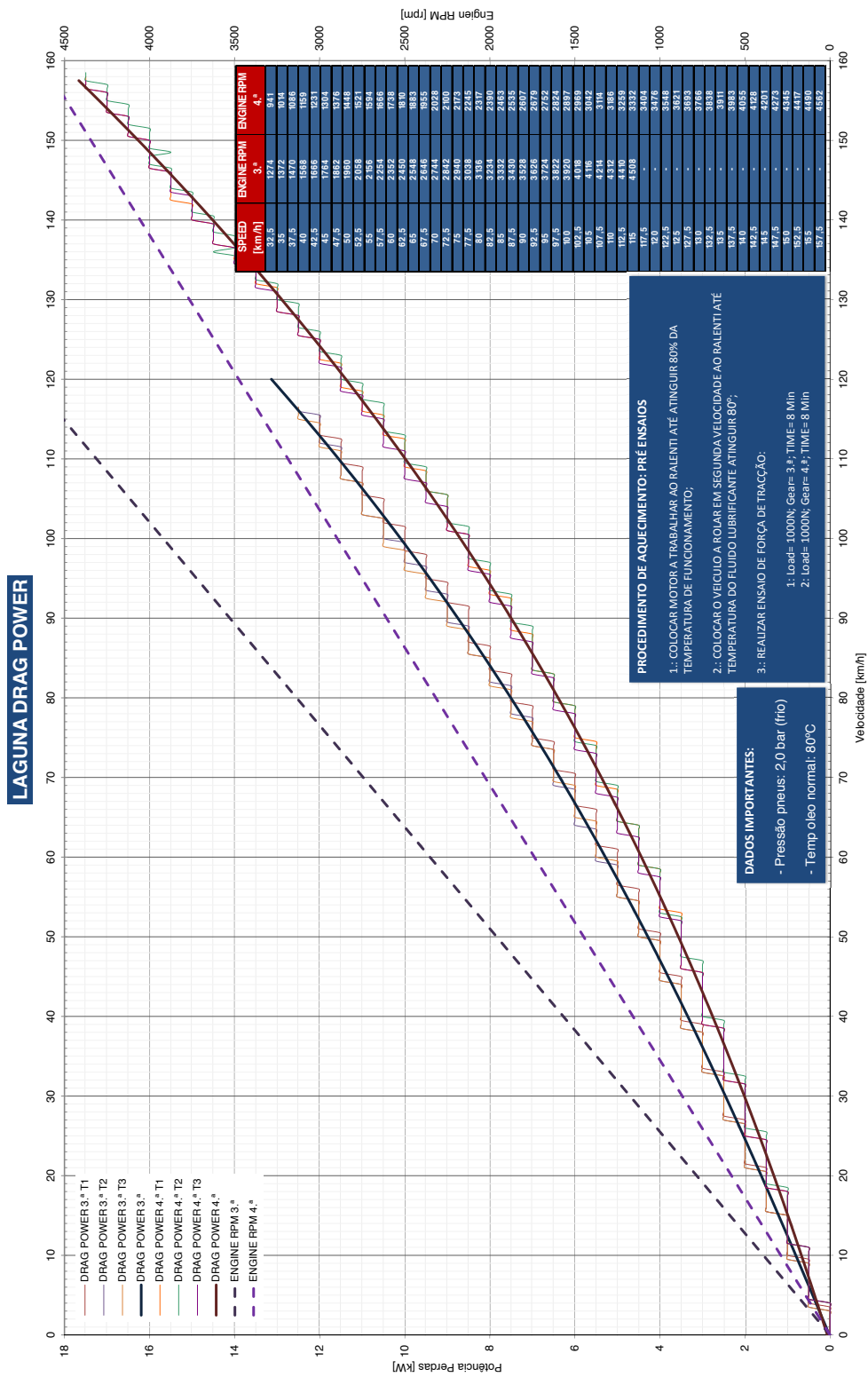


Figura 8.14: Compilação dos diferentes testes de potência de perdas realizados ao veículo de ensaios.

ANEXO VII: Análise de resultados obtidos para incerteza experimental.

Incerteza da variável dependente, $T_{4,ad}$

A incerteza experimental de $\Delta T_{4,ad}$ foi determinada através da Eq. 8.1. Para o cálculo de $\Delta T_{4,ad}$ são utilizados valores de três medições (T_3 , P_3 e P_4) que correspondem a valores medidos por três sensores.

$$T_{4,ad}[K] = T_3[K] \times \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}}, \quad \text{sendo que,} \quad T_{4,ad} = f(T_3; P_3; P_4)$$

Portanto:

$$\begin{aligned} \Delta T_{4,ad}[K] &= c_1 \cdot \Delta T_3 + c_2 \cdot \Delta P_3 + c_3 \cdot \Delta P_4 \\ c_1 &= \frac{\partial \Delta T_{4,ad}}{\partial T_3}, c_2 = \frac{\partial \Delta T_{4,ad}}{\partial P_3}, c_3 = \frac{\partial \Delta T_{4,ad}}{\partial P_4} \\ \Delta T_{4,ad}[K] &= \left| \frac{\partial \Delta T_{4,ad}}{\partial T_3} \right| \cdot \Delta T_3 + \left| \frac{\partial \Delta T_{4,ad}}{\partial P_3} \right| \cdot \Delta P_3 + \left| \frac{\partial \Delta T_{4,ad}}{\partial P_4} \right| \cdot \Delta P_4 \end{aligned}$$

Logo,

$$\Delta T_{4,ad}[K] = \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^d \right] \cdot \Delta T_3 + \left[\frac{a \cdot T_1 \cdot P_2^d}{P_1^{a+1}} \right] \cdot \Delta P_3 + \left[\frac{-a \cdot T_1 \times P_2^{d-1}}{P_1^a} \right] \cdot \Delta P_4 \quad \text{Eq. 8.1}$$

$$\text{Sendo } d = \left[\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g} \right];$$

A Tabela 8.6 apresenta os valores da incerteza experimental causada por cada um dos sensores individualmente (ΔT_3 , ΔP_3 e ΔP_4) na variável $\Delta T_{4,ad}$. Além disso, identifica também a condição de operação do MCI (N e PME) para a qual foi obtido o valor mínimo ($N = 4000$ rpm e $PME = 2$ bar) e máximo ($N = 1500$ rpm e $PME = 10$ bar) de $\Delta T_{4,ad}$. Tal como se pode observar, a incerteza de $\Delta T_{4,ad}$ varia no intervalo: 4.84 – 8.18 K. Conclui-se que a variação de $\Delta T_{4,ad}$ com as condições de operação do MCI é insignificante.

Adicionalmente, a Tabela 8.6 mostra o valor dos coeficientes de sensibilidade, c_1 , c_2 e c_3 , obtidos para cada uma das variáveis medidas. Estes coeficientes demonstram a influência das variáveis medidas no cálculo da incerteza de $\Delta T_{4,ad}$. A Tabela 8.6 apresenta também o contributo de cada uma das variáveis medidas no cálculo da incerteza de $\Delta T_{4,ad}$, tal como se pode observar, P_4 é a variável que mais contribui para o cálculo da incerteza de $\Delta T_{4,ad}$, sendo responsável por um contributo de cerca de 55%.

Finalmente, a Tabela 8.6 apresenta uma indicação qualitativa da influência das condições de operação do MCI (N e PME) no cálculo de $\Delta T_{4,ad}$. Verificou-se que o contributo das variáveis T_3 , P_3 e P_4 aumenta com o aumento da velocidade de rotação (N) do MCI. No entanto com o aumento da carga (PME), o contributo das variáveis P_3 e P_4 aumenta, enquanto que no caso da variável T_3 , esta diminui.

Tabela 8.6: Incerteza experimental da variável dependente, $\pm\Delta T_{4,ad}$.

N [rpm]	PME [bar]	$\Delta T_3 =$ ± 1.5 [K]	$\Delta P_3 =$ ± 2500 [Pa]	$\Delta P_4 =$ ± 2500 [Pa]	$\pm\Delta T_{4,ad}$ [K]	$T_{4,ad}$ [K]
Coeficientes de sensibilidade		$c_1 = \frac{\partial\Delta T_{4,ad}}{\partial T_3}$	$c_2 = \frac{\partial\Delta T_{4,ad}}{\partial P_3}$	$c_3 = \frac{\partial\Delta T_{4,ad}}{\partial P_4}$		
4000	2	7.883e-1	4.648e-4	1.154e-3	± 4.84	462.21
1500	10	9.161e-1	1.193e-3	1.714e-3	± 8.18	730.23
Contributo [%]		$\frac{c_1 \times \Delta T_3}{\Delta T_{4,ad}}$	$\frac{c_2 \times \Delta P_3}{\Delta T_{4,ad}}$	$\frac{c_3 \times \Delta P_4}{\Delta T_{4,ad}}$		
4000	2	16%	24%	60%		100%
1500	10	11%	36%	53%		100%
$N \uparrow$		\downarrow	\downarrow	\downarrow	\downarrow	
	$PME \uparrow$	\downarrow	\uparrow	\uparrow	\uparrow	

A Figura 8.15 mostra a variação da incerteza de $\Delta T_{4,ad}$ com o velocidade de rotação (N) para diferentes condições de carga (PME) do MCI. A Figura 8.15 revela também que a incerteza de $\Delta T_{4,ad}$ tende a diminuir com o aumento da velocidade de rotação do MCI. Além disso, verifica-se que a incerteza de $\Delta T_{4,ad}$ diminui com o aumento da carga PME .

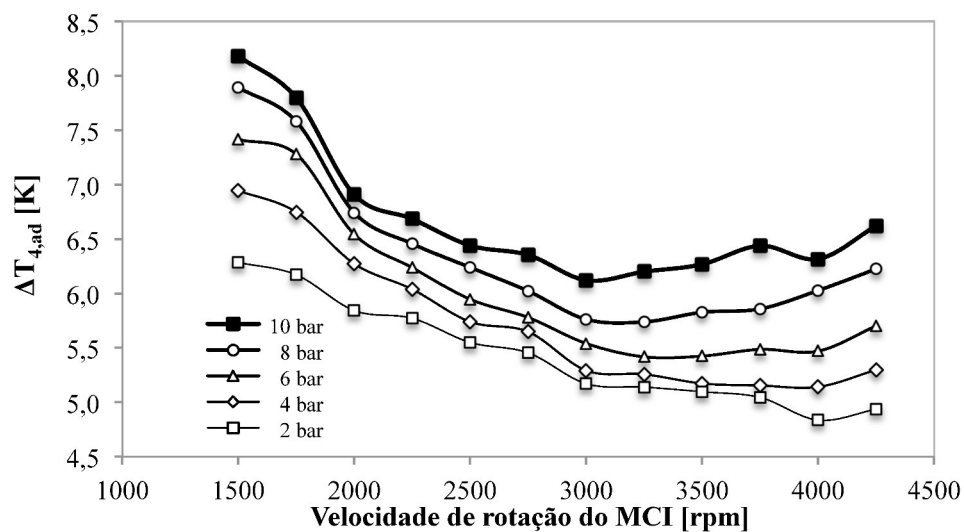


Figura 8.15: Variação da incerteza experimental de $\Delta T_{4,ad}$ com a velocidade de rotação para diferentes condições de carga (PME) do MCI.

Incerteza da variável dependente, $\Delta\eta_T$

A incerteza experimental de $\Delta\eta_T$ foi determinada através da Eq. 8.2. Para o cálculo de $\Delta\eta_T$ são utilizados valores de duas medições (T_3 e T_4) a que correspondem dois sensores. Além desses, é também utilizado o valor de $T_{4,ad}$, obtido através da Eq. 2.27.

$$\eta_T[-] = \frac{T_3[K] - T_4[K]}{T_3[K] - T_{4,ad}[K]}, \quad \text{sendo que,} \quad \eta_T = f(T_3; T_4; T_{4,ad})$$

Portanto:

$$\begin{aligned} \Delta\eta_T[-] &= c_1 \cdot \Delta T_4 + c_2 \cdot \Delta T_3 + c_3 \cdot \Delta T_{4,ad} \\ c_1 &= \frac{\partial \eta_T}{\partial T_4}, c_2 = \frac{\partial \eta_T}{\partial T_3}, c_3 = \frac{\partial \eta_T}{\partial T_{4,ad}} \\ \Delta\eta_T[-] &= \left| \frac{\partial \eta_T}{\partial T_4} \right| \cdot \Delta T_4 + \left| \frac{\partial \eta_T}{\partial T_3} \right| \cdot \Delta T_3 + \left| \frac{\partial \eta_T}{\partial T_{4,ad}} \right| \cdot \Delta T_{4,ad} \end{aligned}$$

Logo,

$$\Delta\eta_T[-] = \left| \frac{1}{T_3 - T_{4,ad}} \right| \cdot \Delta T_4 + \left| \frac{T_4 - T_{4,ad}}{(T_3 - T_{4,ad})^2} \right| \cdot \Delta T_3 + \left| \frac{T_3 - T_4}{(T_3 - T_{4,ad})^2} \right| \cdot \Delta T_{4,ad} \quad \text{Eq. 8.2}$$

A Tabela 8.7 apresenta a incerteza experimental causada pelas variáveis intervenientes no cálculo $\Delta\eta_T$ ($\Delta T_{4,ad}$, ΔT_3 e ΔT_4). Além disso, identifica também a condição de operação do MCI (N e PME) para a qual foi obtido o valor mínimo ($N = 4250$ rpm e $PME = 10$ bar) e máximo ($N = 1500$ rpm e $PME = 2$ bar) de $\Delta\eta_T$. Tal como se pode observar a incerteza de $\Delta\eta_T$ varia no intervalo: 2.9 – 34.3 %. Conclui-se que, a variação de $\Delta\eta_T$ com as condições de operação do MCI é significante.

Tabela 8.7: Incerteza experimental da variável dependente, $\pm\Delta\eta_T$.

N [rpm]	PME [bar]	$\Delta T_4 =$ ± 1.5 [K]	$\Delta T_3 =$ ± 1.5 [K]	$\Delta T_{4,ad} =$ [K]	$\pm\Delta\eta_T$ [%]	η_T [%]
Coeficientes de sensibilidade		$c_1 = \frac{\partial \eta_T}{\partial T_4}$	$c_2 = \frac{\partial \eta_T}{\partial T_3}$	$c_3 = \frac{\partial \eta_T}{\partial T_{4,ad}}$		
4250	10	5.33e-3	3.18e-3	4.71e-3	± 2.9	70.15
1500	2	4.39e-2	2.09e-2	3.24e-2	± 34.3	58.44
Contributo [%]		$\frac{c_1 \times \Delta T_4}{\Delta\eta_T}$	$\frac{c_2 \times \Delta T_3}{\Delta\eta_T}$	$\frac{c_3 \times \Delta T_{4,ad}}{\Delta\eta_T}$		
4250	10	18.4%	7.5%	74.1%		100%
1500	2	12.8%	0.9%	86.3%		100%
$N \uparrow$		\downarrow	\downarrow	\downarrow	\downarrow	
	$PME \uparrow$	\downarrow	\downarrow	\downarrow	\downarrow	

Adicionalmente, a Tabela 8.7 mostra o valor dos coeficientes de sensibilidade, c_1 , c_2 e c_3 , obtidos para cada uma das variáveis medidas. Estes coeficientes demonstram a influência das variáveis medidas no cálculo da incerteza de $\Delta\eta_T$.

A Tabela 8.7 apresenta também o contributo de cada uma das variáveis medidas no cálculo da incerteza de $\Delta\eta_T$, tal como se pode observar, $T_{4,ad}$ é a variável que mais contribui para o cálculo da incerteza de $\Delta\eta_T$, sendo responsável por um contributo de cerca de 80%.

Finalmente, a Tabela 8.7 apresenta uma indicação qualitativa da influência das condições de operação do MCI (N e PME) no cálculo de $\Delta\eta_T$. Verificou-se que o contributo das variáveis $T_{4,ad}$, T_3 e T_4 diminui com o aumento da velocidade de rotação N e da carga PME do MCI.

A Figura 8.16 apresenta a variação da incerteza de $\Delta\eta_T$ com a velocidade de rotação N para diferentes condições de carga PME do MCI. É também possível observar que a Figura 8.16, revela que a incerteza de $\Delta\eta_T$ tende a diminuir com o aumento da velocidade de rotação do MCI. Para mais, observar-se ainda na que a incerteza de $\Delta\eta_T$ tende a diminuir com o aumento da carga PME .

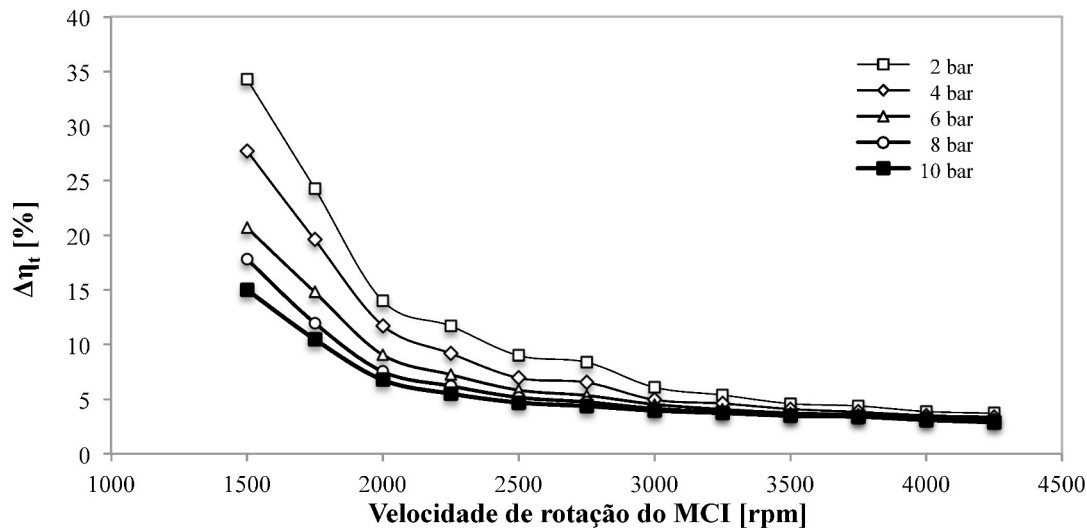


Figura 8.16: Variação da incerteza de $\Delta\eta_T$ com a velocidade de rotação para diferentes condições de carga (PME) do MCI.

ANEXO VIII: Análise e discussão do problema ocorrido no ensaio experimental do ponto de operação ($N = 4000$ rpm e $PME = 8$ bar).

A Figura 8.17 apresenta variação dos valores das variáveis (velocidade dos rolos [km/h], Força [N], caudal mássico de ar [kg/s] e TPS [%]) com a duração total de cada ensaio experimental, para o ponto de operação $N = 4000$ rpm.

No decorrer dos ensaio experimentais dos pontos de operação com $N = 4000$ rpm existiu a ocorrência de um problema, mais especificamente no ponto de operação $PME = 8$ bar (assinalado a por uma seta indicativa na Figura 8.17) que teve como consequência a interrupção do ensaio experimental decorrente. O problema ocorrido foi a desconexão do tubo de leitura do sensor de pressão, P_2 . Em seguida resolveu-se o problema, e colocou-se o veículo de novo em movimento, estando nesse momento a realizar o ponto de operação $PME = 10$ bar. Por sua vez, o ponto de operação $PME = 8$ bar foi repetido posteriormente. A análise dos valores adquiridos, permite verificar que após a interrupção do ensaio, os valores adquiridos deixaram de seguir a mesma tendência dos valores adquiridos anteriormente. Por tanto, verifica-se que a aquisição de dados é bastante dependente da continuidade dos ensaios, logo a melhor solução para a resolução do problema ocorrido seria a repetição por completo de todos os ensaios experimentais com pontos de operação com $N = 4000$ rpm.

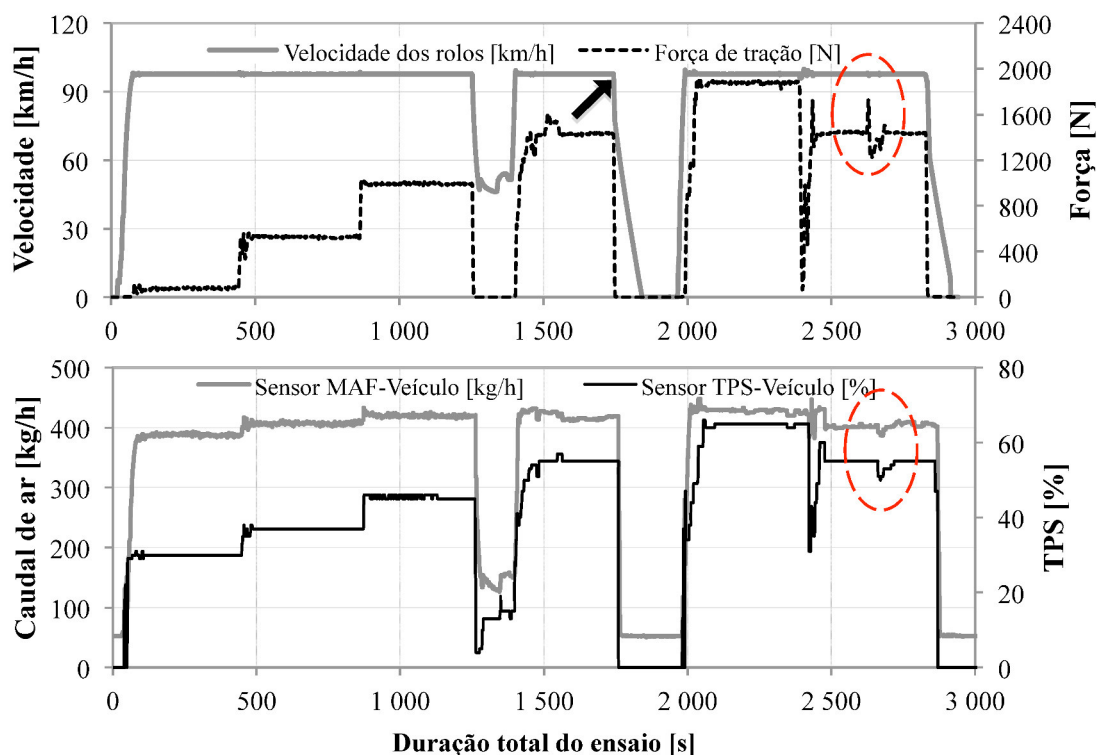


Figura 8.17: Variação dos valores das variáveis (velocidades dos rolos [km/h], Força [N], caudal mássico de ar [kg/s] e TPS [%]) com a duração total de cada ensaio experimental, para o ponto de operação $N = 4000$ rpm.

No momento da repetição do ensaio do ponto de operação $PME=8$ bar, existiu uma variação no valor da força de tração imposta pelo banco de potência. Esta situação está assinalada a tracejado vermelho nos gráficos da Figura 8.17.

A existência de variações nos valores de força de tração no momento de aquisição de dados não é desejável, pois tem como consequência mudanças nas condições de funcionamento do veículo, logo é implícito que os dados adquiridos sejam influenciados.

A possível causa para a variação do valor da força de tração, está visível no segundo gráfico da Figura 8.17, sendo possível visualizar uma variação do valor da posição do acelerador. Portanto, é possível afirmar que a causa da variação da força de tração é devida à mudança de posição do acelerador.

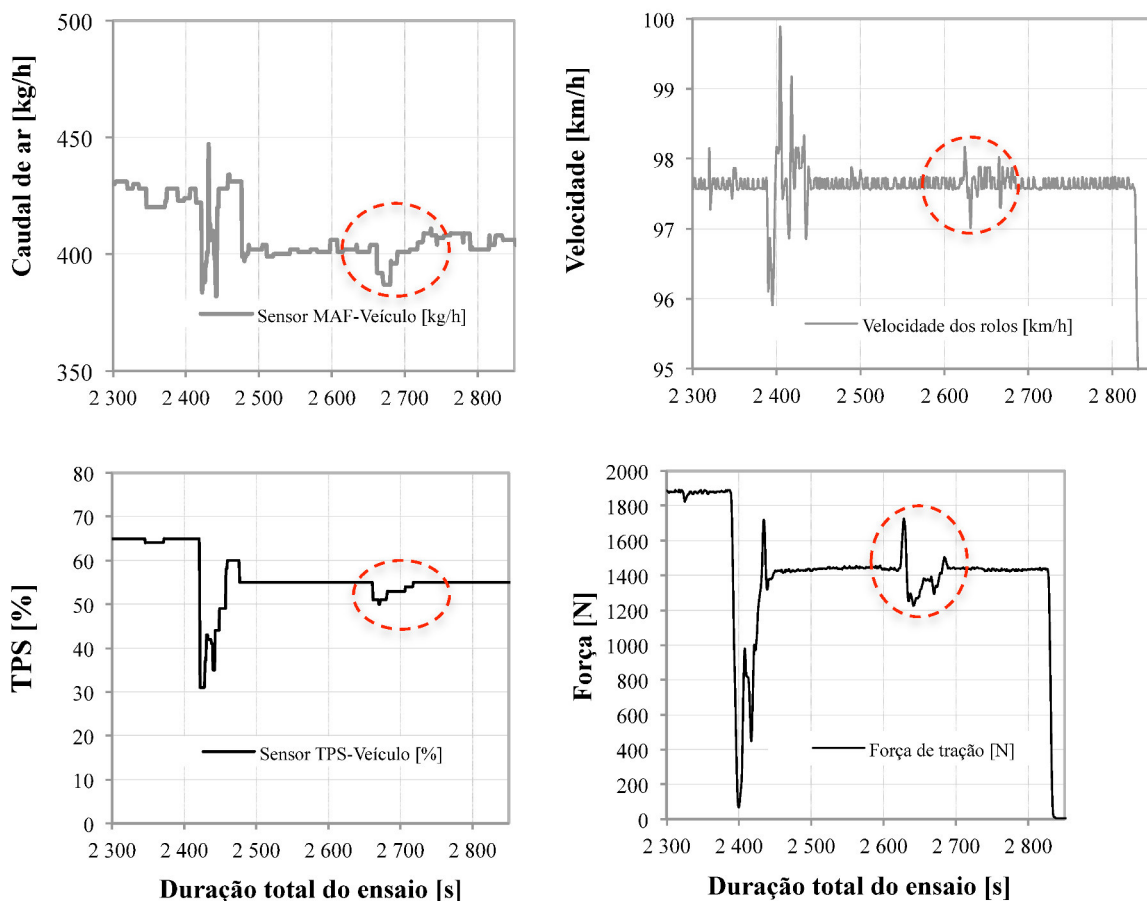


Figura 8.18: Identificação e consequências do problema ocorrido no ponto de operação $N = 4000$ rpm e $PME = 8$ bar.

ANEXO IX: Exemplo da aplicação do conceito de estagnação no cálculo da temperatura adiabática $T_{2,ad}$.

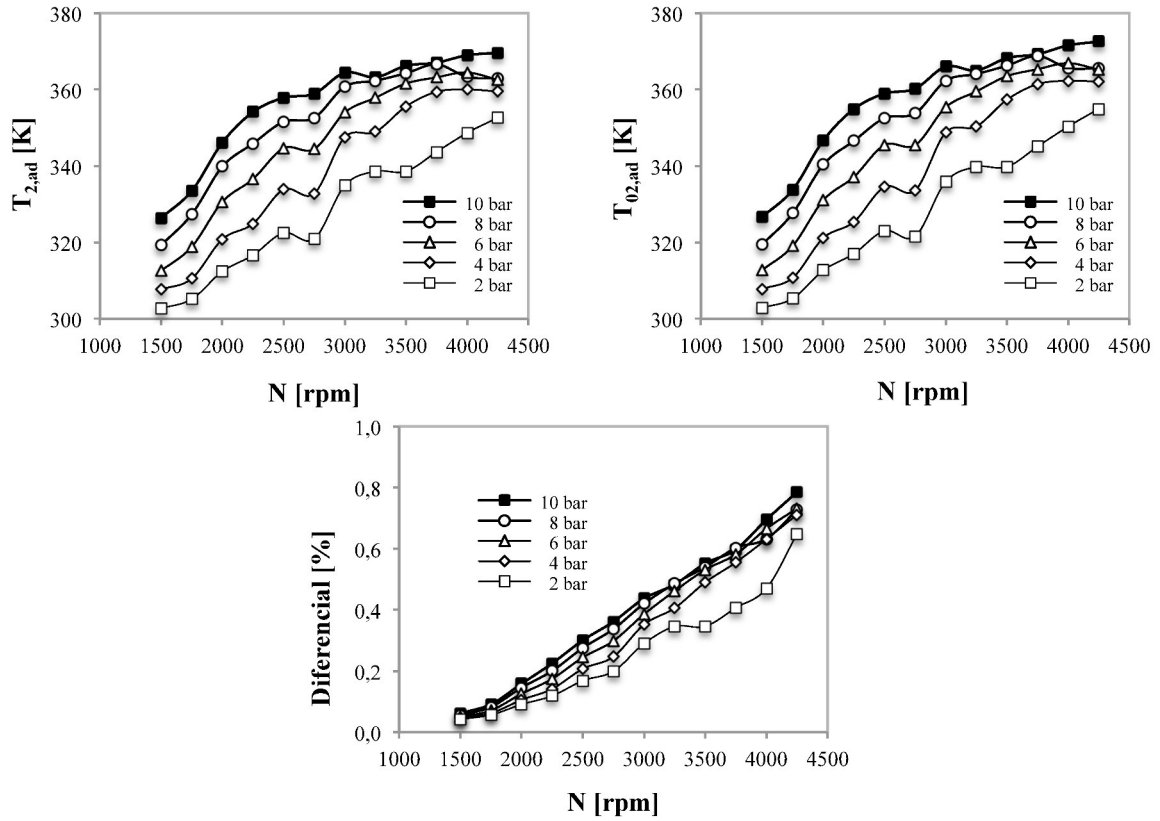


Figura 8.19: Comparação de resultados obtidos para o cálculo da temperatura adiabática T_{2ad} e os resultados obtidos para o cálculo da temperatura de estagnação adiabática T_{02ad} .

ANEXO X: Metodologia de cálculo para os parâmetros Cp_g , Cv_g e γ_g

O cálculo do parâmetro Cp_g é determinado pela Eq. 8.3. No entanto, existe a necessidade da determinação de outros parâmetros como é o caso do $Cp_{médio}$ e da respetiva percentagem molar das várias espécies químicas que constituem os gases de escape.

$$Cp_{gases} = Cp_{H_2O} \times \%H_2O + Cp_{N_2} \times \%N_2 + Cp_{O_2} \times \%O_2 + Cp_{CO_2} \times \%CO_2 \quad \text{Eq. 8.3}$$

Assim sendo, a determinação do parâmetro $Cp_{médio}$ das várias espécies químicas é derivada da Eq. 8.4.

$$Cp_{médio} = a + b.T_{médio,g} + c.T_{médio,g}^2 + d.T_{médio,g}^3 \quad \text{Eq. 8.4}$$

$$T_{médio,g}[\text{K}] = \frac{T_4 - T_3}{2} \quad \text{Eq. 8.5}$$

Onde a, b, c e d são coeficientes presentes na Tabela 8.8, consultados na seguinte bibliografia (Moran, Shapiro, Boettner, & Bailey, 2010) e o valor da variável $T_{médio,g}[\text{K}]$ é calculado pela Eq. 8.5.

Tabela 8.8: Coeficientes necessário ao cálculo do parâmetro $Cp_{médio}$.

Fórmula	a	b	c	d
CO_2	2.23E+01	5.98E-02	-3.50E-05	7.47E-09
H_2O	3.22E+01	1.92E-03	1.06E-05	-3.60E-09
N_2	2.89E+01	-1.57E-03	8.08E-06	-2.87E-09
O_2	2.55E+01	1.52E-02	-7.16E-06	1.31E-09

Tabela 8.9: Resultados obtidos para o $Cp_{médio}$ das diferentes moléculas.

PME [bar]	N [rpm]	λ [-]	Percentagem molar				$Cp_{médio}[\text{kJ}/\text{kg.K}]$			
			$\%CO_2$	$\%H_2O$	$\%N_2$	$\%O_2$	Cp_{CO_2}	Cp_{H_2O}	Cp_{N_2}	Cp_{O_2}
10	1500	1.62	8.03	8.70	75.61	7.66	1.15	2.12	1.11	1.05
	2000	1.97	6.66	7.21	76.20	9.94	1.13	2.09	1.10	1.04
	4000	1.86	7.02	7.60	76.04	9.33	1.17	2.15	1.12	1.06
	4250	1.69	7.69	8.33	75.76	8.23	1.20	2.20	1.13	1.07

Para a determinação dos restantes parâmetros Cv_g e γ_g , aplica-se as seguintes equações.

$$Cv_g = Cp_g - Rp_g \quad \text{Eq. 8.6}$$

$$\gamma_g = \frac{Cp_g}{Cv_g} \quad \text{Eq. 8.7}$$

Tabela 8.10: Exemplo de alguns resultados obtidos para os parâmetros Cp_g , Cv_g e γ_g .

PME [bar]	N [rpm]	λ [-]	Cp_g [kJ/kg.K]	Cv_g [kJ/kg.K]	γ_g [-]
10	1500	1.62	1.20	0.91	1.32
	2000	1.97	1.17	0.88	1.33
	4000	1.86	1.20	0.91	1.32

4250 1.69 | 1.22 0.93 1.31

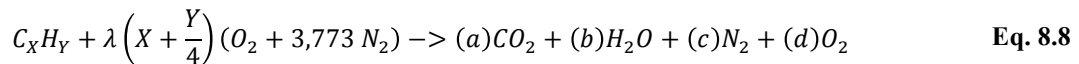
ANEXO XI: Metodologia de cálculo para o parâmetro Rp_g

Para calcular o parâmetro Rp_g dos gases de escape, necessita-se inicialmente de saber qual é o combustível utilizado pelo MCI em estudo. Dependendo do combustível utilizado, existe variação da quantidade de cada elemento, logo é necessário definir a quantidade de elementos do átomo de Carbono e do átomo de Hidrogénio, como se pode ver na Tabela 8.11. Contudo é os valores dos poluentes nocivos, presentes nos produtos de reação, não foram utilizados para efeitos de cálculo, por se considerarem desprezáveis para o presente estudo.

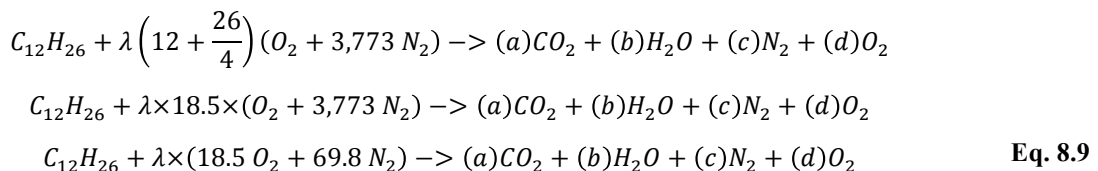
Tabela 8.11: Definição do nº de átomos existente em cada elemento que constitui o combustível $C_{12}H_{26}$

Átomo	Variável	Quantidade
Carbono	X	12
Hidrogénio	Y	26

Através da aplicação da equação química genérica da combustão de hidrocarbonetos (ver Eq. 8.8) é possível determinar qual é o número de moles presentes em cada produto de reação resultante da combustão (Heywood, 1988).



Assim sendo, em seguida é apresentado um exemplo para um combustível $C_{12}H_{26}$:



Resolvendo o sistema, vamos obter o número de moles tanto para os reagentes como para os produtos. É importante referir que para poder determinar o número de moles da equação anterior, esta depende do valor de λ presente nos gases de escape. A Tabela 8.12 apresenta a quantidade em número de moles para cada reagente e produto de reação em função dos pontos de operação do MCI.

$$\begin{cases} C \rightarrow 12 = a \\ H \rightarrow 26 = 2b \\ O \rightarrow \lambda \times 18,5 \times 2 = b + 2a + 2d \\ N \rightarrow \lambda \times 18,5 \times 3,773 \times 2 = 2c \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} a = 12 \\ b = 13 \\ d = \frac{37\lambda - 13}{2} - 24 \\ c = 69,8\lambda \end{cases}$$

Tabela 8.12: Número de moles obtido para os reagentes e produtos de reação em função da velocidade de rotação e do respectivo valor de λ .

Pontos de operação			Nº de moles [mol]									
			Reagentes				Produtos de Reação					Total Final
<i>PME</i>	<i>N</i>	λ	Fuel	Ar		Total	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	Total	
[bar]	[rpm]	[-]	C _x H _y	O ₂	N ₂		(a)	(b)	(c)	(d)		
10	1500	1.62	1	30	113	143	12	13	113	11.5	149.5	292.4
	2000	1.97	1	36.4	137.4	173.8	12	13	137.4	17.9	180.3	354.1
	4000	1.86	1	34.5	130	164.5	12	13	130	16	171	335.4
	4250	1.69	1	31.4	118.3	149.6	12	13	118.3	12.9	156.1	305.8

Tendo o número de moles, a determinação do valor de massa de cada produto de reação é conseguido aplicando a Eq. 8.10.

$$\begin{aligned}
 m_{CO_2}[\text{kg}] &= n_{CO_2} \times M_{CO_2} \\
 m_{H_2O}[\text{kg}] &= n_{H_2O} \times M_{H_2O} \\
 m_{N_2}[\text{kg}] &= n_{N_2} \times M_{N_2} \\
 m_{O_2}[\text{kg}] &= n_{O_2} \times M_{O_2}
 \end{aligned}
 \tag{Eq. 8.10}$$

Os valores de massa molecular de cada elemento, M_{CO_2} , M_{H_2O} , M_{N_2} e M_{O_2} foram retirados da seguinte referência bibliográfica (Pulkrabek, 2004) estando presentes na Tabela 8.13.

Tabela 8.13: Valores de M [kg/kmol] para cada espécie química presente na constituição dos gases de escape referência bibliográfica (Pulkrabek, 2004).

Massas moleculares – M [kg/kmol]			
	Átomo	Molécula	
<i>H</i>	1.00784	CO ₂	44.0095
<i>C</i>	12.0107	H ₂ O	18.01508
<i>N</i>	14.0064	N ₂	28.0128
<i>O</i>	15.9994	O ₂	31.9988

Como o objetivo final é obter o valor Rp_g [k]/kg.K], é necessário determinar o valor total de massa m_{Total} [kg] e o número total de moles n_{Total} [mol] através das seguintes equações.

$$\begin{aligned}
 m_{Total}[\text{kg}] &= m_{CO_2} + m_{H_2O} + m_{N_2} + m_{O_2} \\
 n_{Total}[\text{kmol}] &= n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{N_2} + n_{O_2}
 \end{aligned}
 \tag{Eq. 8.11}$$

Em seguida a determinação da massa molecular total M_{Total} [kg/mol] é conseguida através da aplicação da Eq. 8.12.

$$M_{Total}[\text{kg/kmol}] = \frac{m_{Total}}{n_{Total}}
 \tag{Eq. 8.12}$$

Por fim a determinação de Rp_g [kJ/kg. K] resulta da aplicação da Eq. 8.13.

$$Rp_g [\text{kJ}/\text{kg. K}] = \frac{R_U [\text{kJ}/\text{kmol. K}]}{M_{Total} [\text{kg}/\text{kmol}]} \quad \text{Eq. 8.13}$$

A Tabela 8.14 apresenta exemplo de alguns valores obtidos para o parâmetro Rp_g .

Tabela 8.14: Exemplo de resultados obtidos para o parâmetro Rp_g [kJ/kg. K] em cada ponto de operação do MCI.

Pontos de operação			Massa [kg]					Massa molecu- lar total	Rp_g
PME	N	λ	m_{CO_2}	m_{H_2O}	m_{N_2}	m_{O_2}	Total	M_{Total}	
[bar]	[rpm]	[-]						[kg/mol]	[kJ/kg. K]
10	1500	1.62	0.53	0.23	3.17	0.37	4.29	28.73	0.28935
	2000	1.97	0.53	0.23	3.85	0.57	5.18	28.75	0.28916
	4000	1.86	0.53	0.23	3.64	0.51	4.91	28.75	0.28921
	4250	1.69	0.53	0.23	3.31	0.41	4.49	28.74	0.2893

Esta página foi intencionalmente deixada em branco