



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Sistema de recuperação de energia térmica do
escape - estudo da influência do sistema no
desempenho do motor***

João Mário Mateus Narciso

Leiria, *Março* de 2017



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Sistema de recuperação de energia térmica do
escape - Estudo da influência do sistema no
desempenho do motor***

João Mário Mateus Narciso

Projeto realizado sob a orientação do Doutor João Francisco Romeiro da Fonseca Pereira, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria e coorientação do Doutor Hélder Manuel Ferreira Santos, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, *Março de 2017*

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

À minha família, namorada e amigos.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Agradecimentos

O meu muito obrigado aos meus orientadores, Doutor Hélder Santos e Doutor João Fonseca Pereira, pela disponibilidade, perseverança e motivação que tiveram comigo ao longo do meu percurso académico.

Um obrigado aos meus pais, José Mário e Teresa pelo apoio que me deram, por me terem apoiado neste percurso académico e por persistirem na minha continuação neste projeto.

Um obrigado a todos os meus amigos e em especial à minha namorada Vanessa, pelas partilhas, pelos momentos e por me terem motivado a terminar esta etapa da minha vida, não só académica, mas também pessoal e profissional. Agradeço também ao meu amigo Eliseu Ribeiro que foi o meu parceiro nesta etapa académica e na qual se ajudámos mutuamente durante toda a sua continuação.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Resumo

O presente trabalho é dedicado ao estudo computacional do efeito de um sistema de recuperação de energia térmica, proveniente dos gases de escape, no desempenho de um motor de combustão interna. Foram definidos parâmetros que têm maior influência no funcionamento e desempenho do motor de combustão interna e introduzidos numa gama de operação que possa ser realizada numa situação experimental.

Com os parâmetros definidos, são realizadas diversas simulações computacionais com diferentes modelos e condições para os parâmetros definidos anteriormente, obtendo uma variada gama de resultados.

Os dados obtidos são comparados entre os diversos parâmetros e com um modelo computacional sem o sistema de recuperação de energia, permitindo assim uma melhor compreensão do efeito da introdução do sistema no desempenho do veículo.

Os resultados obtidos permitiram verificar que: i) com a introdução do sistema de recuperação de energia térmica, é possível melhorar ligeiramente o desempenho do motor de combustão interna; ii) o desenho e eficiência do permutador de calor introduzido no sistema de escape tem uma elevada influência no desempenho do motor de combustão interna; iii) com um sistema de recuperação de energia térmica otimizado, ocorrem melhorias nos parâmetros de desempenho do motor de combustão interna, tais como binário e consumo específico, porém em alguns pontos de operação isto não se verifica.

Palavras-chave: Motor de combustão interna, recuperação de energia térmica, evaporador, análise de desempenho de motores.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Abstract

The present work is devoted to the computational study of the effect, of an exhaust thermal energy recovery system, on the performance of an internal combustion engine. The most influenciable parameters, for the engine functioning and performance, have been set in a scale that can be depicted in experimental studies.

A large diversity of computational simulations, for different models and conditions with the previously established parameters, are performed to obtain a wide range of results.

The obtained data are compared amongst the various parameters and a base model without the energy recovery system implemented, thus obtaining a better comprehension of the effect that the waste heat recovery system has in the vehicle performance.

The obtained results demonstrate that: i) by implementing the waste heat recovery system, it is possible to slightly improve the internal combustion engine performance; ii) design and efficiency of the heat exchanger implemented in the exhaust system has a high influence on the internal combustion engine performance; iii) with an optimized waste heat recovery system, there can be improves in the engine performance parameters, such as specific fuel consumption and torque, however in some operation conditions it isnt verified.

Keywords: Internal combustion engine, thermal energy recovery, evaporator, engine performance analysis.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de figuras

Figura 1.1 - Diagrama de Sankey de análise da utilização da energia contida no combustível, adaptado de (Santos e Barreiros, 2010).....	2
Figura 2.1 – Diagrama de sistema de escape convencional, adaptado de (RepairPal, 2017).....	10
Figura 2.2 - Diagrama P-V para diferentes contrapressões, adaptado de (Hield, 2010).	12
Figura 2.3 – Eficiência volumétrica do MCI Ford para diferentes pressões de admissão e velocidades de rotação, em função da perda de carga dos gases de escape, adaptado de (Bolt <i>et al</i> , 1973).	14
Figura 2.4 – Eficiência volumétrica experimental e teórica para diferentes situações da relação pressão de escape/pressão de admissão (P_e/P_i) e diferentes pressões de admissão, adaptado de (Bolt <i>et al</i> , 1973).....	15
Figura 2.5 – Consumo específico indicado de um MCI em função da pressão média indicada a 2000 rpm, adaptado de (Rabia e Abd-El-Halim, 2010).	16
Figura 2.6 – Consumo específico indicado de um MCI em função da pressão média indicada a 3000 rpm, adaptado de (Rabia e Abd-El-Halim, 2010).	17
Figura 2.7 – Incremento de perda de carga dos gases de escape em função da velocidade de rotação do motor, adaptado de (Bei <i>et al</i> , 2015).....	19
Figura 2.8 - Modelo do evaporador utilizado em (Bei <i>et al</i> , 2015).....	19
Figura 2.9 – Perda de binário do MCI em função da rotação, adaptado de (Bei <i>et al</i> , 2015).....	20
Figura 2.10 – Influência do evaporador na contrapressão dos gases de escape e consumo específico do MCI, em função do binário, adaptado de (Wang <i>et al</i> , 2013).....	21
Figura 2.11 – Representação esquemática do sistema de recuperação de energia no MCI IVECO F1C, (Di Battista <i>et al</i> , 2015).....	22
Figura 2.12 – Valores experimentais de contrapressão em função do caudal mássico de gases de escape, adaptado de (Battista <i>et al</i> , 2015).	24
Figura 2.13 – Aumento de consumo específico com e sem evaporador, em função da velocidade de rotação, adaptado de (Di Battista <i>et al</i> , 2015).	25

Figura 2.14 – Comparação da pressão no coletor de escape, em função da rotação, adaptado de (Battista <i>et al</i> , 2015).....	26
Figura 2.15 – Valores obtidos experimentalmente com fluido R236fa com um caudal mássico 131.2 g/s, (Di Battista <i>et al</i> , 2015).....	26
Figura 2.16 – Temperatura de escape ao longo do sistema de escape de um motor de ciclo Otto, adaptado de (LaGrandeur, 2005).....	28
Figura 2.17 – Temperatura de escape ao longo do sistema de escape de um motor de ciclo Diesel, adaptado de (LaGrandeur, 2005).....	29
Figura 2.18 – Temperatura dos gases de escape, num MCI de ciclo Otto antes e após o catalisador, em função da carga do motor, adaptado de (LaGrandeur, 2005).....	30
Figura 2.19 – Temperatura dos gases de escape em função do binário e velocidade de rotação do motor (Wang <i>et al</i> , 2013).	31
Figura 2.20 – Temperatura dos gases de escape e pressão máxima no interior do cilindro, em função do avanço de ignição do MCI, adaptado de (Tribbet <i>et al</i> , 2002).....	32
Figura 2.21 – Temperatura dos gases de escape e pressão máxima no interior do cilindro, em função da relação de compressão do MCI, adaptado de (Tribbet <i>et al</i> , 2002).33	
Figura 2.22 – Eficiência térmica e pressão média efetiva em função da relação de compressão, adaptado de (Tribbet <i>et al</i> , 2002).	34
Figura 3.1 – Câmara de <i>plenum</i> introduzida no modelo LES.....	37
Figura 3.2 – Tubos primários introduzidos no modelo LES.....	38
Figura 3.3 - Correspondência entre a representação gráfica do coletor de escape no LES e o modelo real (Pereira, 2011).	39
Figura 3.4 – Ângulo entre tubos primários e tubo secundário do coletor de escape..	40
Figura 3.5 – Janela de visualização do <i>Lotus Friction Estimator Tool</i>	41
Figura 3.6 - Comparação entre valores de modelos computacionais e experimental.42	
Figura 3.7 – Modelo do evaporador real em estudo, adaptado de (Lopes, 2013).....	43
Figura 3.8 - Modelo LES com sistema de recuperação de energia térmica implementado.....	44
Figura 4.1 – Perda de carga em função da abertura da válvula de escape para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$	48
Figura 4.2 – Binário do motor em função do parâmetro $h \cdot A$ para diferentes valores da perda de carga existente no evaporador. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).....	50

Figura 4.3 – Potência térmica recuperada, em função do parâmetro $h \cdot A$, para diferentes valores de perda de carga existente no evaporador. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).	53
Figura 4.4 – Binário do motor em função da velocidade de rotação, para diferentes posições da borboleta do acelerador, utilizando o modelo “PreWHR”.....	55
Figura 4.5 – Consumo específico de combustível do MCI em função da velocidade de rotação, para diferentes posições da borboleta do acelerador, utilizando o modelo “PreWHR”.....	55
Figura 4.6 – Diferença de binário percentual, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 25 % (TB25%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.	56
Figura 4.7 – Diferença de consumo específico percentual, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 25 % (TB25%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.....	57
Figura 4.8 - Diferença de binário percentual, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 50 % (TB50%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.	58
Figura 4.9 – Diferença de consumo específico percentual, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 50 % (TB50%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.....	59
Figura 4.10 - Diferença de binário percentual, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 75 % (TB75%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.	60
Figura 4.11 - Diferença de consumo específico percentual, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 75 % (TB75%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.....	60

Figura 4.12 - Diferença de binário percentual, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 100 % (TB100%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.	61
Figura 4.13 - Diferença de consumo específico percentual, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 100 % (TB100%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.	62
Figura 4.14 – Perda de carga dos gases de escape, no evaporador, em função da velocidade de rotação do motor, para uma posição de acelerador 100 % para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$, com válvula de escape aberta 55 % (EV55%).	63
Figura 4.15 – Temperatura à saída do evaporador, em função da velocidade de rotação do motor, para uma posição de acelerador 100 % para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$, com válvula de escape aberta 55 % (EV55%).	64
Figura 4.16 - Diferença de binário percentual, em função da velocidade de rotação do motor, para uma posição de acelerador 100 % para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$, com válvula de escape aberta 55 % (EV55%).	65
Figura 4.17 - Diferença de consumo específico, em função da velocidade de rotação do motor, para uma posição de acelerador 100 % para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$, com válvula de escape aberta 55 % (EV55%).	66
Figura 4.18 – Perda de carga em função do caudal mássico, para diferentes posições da válvula de escape com o parâmetro $h \cdot A = 100$ W/K e “PreWHR”	67
Figura 4.19 – Consumo específico de combustível em função da velocidade de rotação e comparação com o modelo “PreWHR” para diferentes posições da válvula de escape com o parâmetro $h \cdot A = 100$ W/K.	68
Figura 4.20 – Perda de carga no evaporador em função do caudal mássico para diferentes valores da válvula de escape com o parâmetro $h \cdot A = 100$ W/K e com o modelo “PreWHR”	69
Figura 4.21 – Perda de carga no evaporador em função do caudal mássico para diferentes valores da válvula de escape com o parâmetro $h \cdot A = 200$ W/K e com o modelo “PreWHR”	70

Figura 4.22 – Consumo específico de combustível e comparação com o modelo “PreWHR”, em função da velocidade de rotação para $EV = 55\%$ com diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e “PreWHR”..... 70

Lista de tabelas

Tabela 2.1 – Parâmetros do evaporador utilizado em (Bei <i>et al</i> , 2015).....	20
Tabela 2.2 – Características do MCI IVECO F1C.....	22
Tabela 2.3 – Caudal mássico de gases de escape, temperatura após o catalisador e perda de carga, em função das condições de operação (velocidade de rotação e binário do motor) do MCI IVECO F1C, adaptado de (Di Battista <i>et al</i> , 2015).....	23
Tabela 3.1 – Características do coletor de escape do MCI.	39
Tabela 3.2 – Propriedades geométricas do evaporador em LES, (Lopes, 2013).	44
Tabela 3.3 - Parâmetro do sistema de escape introduzidos para implementação do sistema de recuperação de energia.	44
Tabela 4.1 – Perda de carga dos gases de escape em função da posição da válvula de escape e para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$	48
Tabela 4.2 – Binário do motor em função da perda de carga existente no evaporador, para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).....	49
Tabela 4.3 - Consumo específico do motor em função da perda de carga existente no evaporador, para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).	50
Tabela 4.4 – Temperatura dos gases de escape à entrada do evaporador, em função da perda de carga existente no evaporador para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).	51
Tabela 4.5 – Temperatura dos gases de escape à saída do evaporador, em função da perda de carga existente no evaporador para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).	52
Tabela 4.6 – Potência térmica recuperada no evaporador, em função da perda de carga existente no evaporador para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).....	53

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Nomenclatura

Lista de siglas

$\frac{A}{F}$ – Relação Ar/Combustível []

C_p – Calor específico em pressão constante []

C_v – Calor específico em volume constante []

e_B – Eficiência de bombagem [%]

e_{vb} – Eficiência volumétrica quando $P_e/P_i = 1$ [%]

e_{Vol} – Eficiência volumétrica [%]

η_A – Rendimento adiabático [%]

η_C – Rendimento de combustão [%]

$\eta_{Indicado}$ – Rendimento indicado [%]

$\eta_{Inerente}$ – Rendimento inerente [%]

η_M – Rendimento mecânico [%]

η_P – Rendimento relativo às propriedades dos fluídos [%]

η_T – Rendimento térmico [%]

η_{Total} – Rendimento total [%]

$h \cdot A$ – Coeficiente de transferência de calor multiplicado pela área [W/K]

k – Relação de calor específico, C_p/C_v []

\dot{m}_a – Caudal mássico de ar [kg/s]

m_f – Massa de combustível [kg]

\dot{m}_g – Caudal mássico dos gases de escape [kg/s]

N – Velocidade de rotação [rpm]

n_r – Número de rotações por ciclo do MCI []

P_e – Pressão de escape [mbar]

P_i – Pressão de admissão [mbar]

Q_A – Potência térmica adiabática [W]

Q_C – Potência térmica de combustão [W]

Q_{PCI} – Poder calorífico inferior do combustível [MJ/kg]

r – Relação de compressão do motor []

ρ – Massa volúmica [kg/m³]

ρ_{ar} – Massa volúmica do ar [kg/m³]

$T_{g,in}$ – Temperatura dos gases de escape à entrada do evaporador [K]

$T_{g,out}$ – Temperatura dos gases de escape à saída do evaporador [K]

V – Volume [m³]

W_T – Taxa de transferência de trabalho do ciclo teórico [W]

W_P – Taxa de transferência de trabalho com as propriedades dos fluídos [W]

$W_{Inerente}$ – Taxa de transferência de trabalho inerente [W]

$W_{Efetivo}$ – Taxa de transferência de trabalho efetiva [W]

$W_{Indicado}$ – Taxa de transferência de trabalho indicado [W]

Abreviaturas

APMS – Antes do ponto morto superior

ATDC – *After top dead center* (Depois do ponto morto superior)

BSFC – *Brake specific fuel consumption* (Consumo específico de combustível)

CO – Monóxido de carbono

EBP – *Exhaust back pressure* (Perda de carga dos gases de escape)

EGR – *Exhaust gas recirculation* (Recirculação dos gases de escape)

EV – *Exhaust valve* (Válvula de escape)

HC - Hidrocarbonetos

IMEP – *Indicated mean effective pressure* (Pressão média efetiva indicada)

ISFC – *Indicated specific fuel consumption* (Consumo específico indicado de combustível)

LES – *Lotus Engine Software*

MBT – *Maximum brake torque* (Binário Máximo ao freio)

MCI – Motor de combustão interna

MCI-SI – Motor de combustão interna com ignição por faísca

NO_x – Óxidos de azoto

PMS – Ponto morto superior

RC – *Rankine Cycle* (Ciclo de Rankine)

TB – *Throttle body* (Borboleta de admissão)

VTC – *Vehicle test conditions* (Condições de teste do veículo)

WHR – *Waste heat recovery* (Recuperação de energia desperdiçada)

WOT – *Wide open throttle* Carga máxima do motor

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice

AGRADECIMENTOS	V
RESUMO	VII
ABSTRACT	IX
LISTA DE FIGURAS	XI
LISTA DE TABELAS	XVI
NOMENCLATURA	XVIII
ÍNDICE	XXII
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Contexto e motivação	1
1.2. Objetivos	2
1.3. Contribuição	3
1.4. Estrutura do projeto	3
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1. Introdução	5
2.2. Fundamentos teóricos	6
2.3. Perda de carga gerada pelo sistema de escape	10
2.3.1. Efeito da perda de carga dos gases de escape no desempenho e consumo do MCI	11
2.4. Influência da implementação de sistemas recuperação de energia térmica no desempenho do MCI	18

2.5.	Temperatura dos gases de escape	28
2.5.1.	Efeito da temperatura no desempenho do motor	31
3.	MODELAÇÃO COMPUTACIONAL DO MCI EM LOTUS ENGINE SIMULATION (LES)	35
3.1.	Parâmetros/Componentes definidos em (Pereira, 2011)	35
3.2.	Sistema de admissão	37
3.3.	Sistema de escape	38
3.4.	Modelo de atrito	40
3.5.	Validação do modelo de referência	41
3.6.	Modelação do sistema de recuperação de energia térmica	43
4.	APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DE RESULTADOS	47
4.1.	Efeito da perda de carga no desempenho do MCI	47
4.2.	Estudo do efeito da posição da borboleta de admissão no desempenho do MCI para diferentes condições de carga.	54
4.3.	Estudo do efeito da válvula de escape no desempenho do MCI	62
5.	CONCLUSÕES	73
	BIBLIOGRAFIA	75

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

1. Introdução

O motor de combustão interna (MCI) surgiu em meados do século XIX, sendo que daí em diante tem vindo a ser desenvolvido por diversos inventores, construtores e equipas de investigação, tornando-se este cada vez mais eficiente, ou seja, com um melhor desempenho e menor consumo específico de combustível (BSFC - *Brake Specific Fuel Consumption*, na literatura Inglesa).

Foram inventados diversos ciclos de funcionamento do MCI, e mesmo com as mais recentes tecnologias, a eficiência global é inferior a 45 % (Horst *et al*, 2013).

O presente capítulo introduz o projeto desenvolvido, sendo apresentados o contexto e motivação na secção 1.1, os objetivos do projeto na secção 1.2, a contribuição deste projeto na secção 1.3 e a estrutura na secção 1.4.

1.1. Contexto e motivação

A energia que os MCI aproveitam, do combustível, é cada vez maior, porém a emissão de gases poluentes é cada vez mais um problema ambiental mundial, devido à grande quantidade de veículos que circulam nas estradas.

Este é um problema que necessita de ser diminuído, pelo que é necessária uma análise detalhada, sendo que a utilização de MCI em veículos, acaba por ser ainda hoje uma das soluções de transporte mais económicas e dinâmicas, devido ao seu desempenho e densidade energética existente nos combustíveis fósseis atualmente utilizados na maioria dos veículos automóveis (Baubek *et al*, 2012).

Com o acréscimo da quantidade de veículos automóveis em circulação, e com o aumento exagerado das emissões de poluentes, surgiu legislação ambiental que impõe limites de emissões de poluentes nocivos (CO, HC, NO_x e partículas) que podem afetar direta ou indiretamente o ser Humano. Isto leva a que as equipas de investigação e construtores

tenham de, através de novas tecnologias, aumentar a eficiência do MCI e diminuir a emissão de poluentes.

Num MCI, cerca de 70-75 % da energia é perdida sob a forma de calor, a recuperação deste torna-se essencial no seu desenvolvimento. A Figura 1.1 apresenta um diagrama que demonstra de forma qualitativa o fim da energia que se encontra no combustível num MCI.

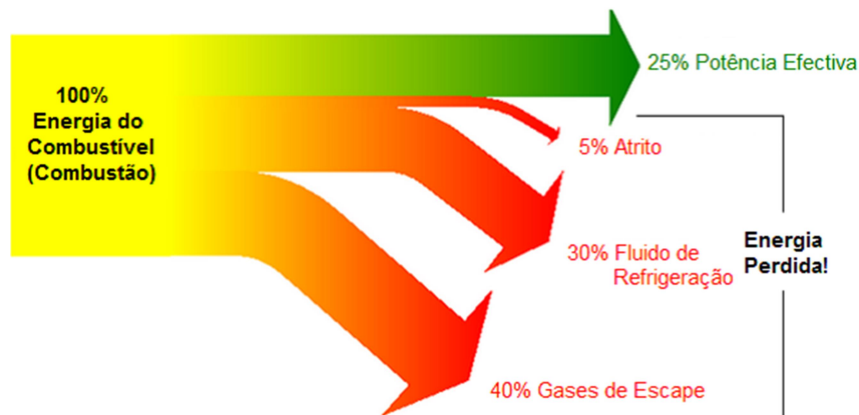


Figura 1.1 - Diagrama de Sankey de análise da utilização da energia contida no combustível, adaptado de (Santos e Barreiros, 2010).

Como se pode verificar na Figura 1.1, cerca de 70 % da energia fornecida pelo combustível é perdida sob a forma de calor nos gases de escape e no fluido de refrigeração, pelo que são duas fontes viáveis para se introduzir um sistema de recuperação de energia térmica, como por exemplo o ciclo de Rankine.

1.2. Objetivos

O objetivo principal do presente estudo consiste no desenvolvimento de uma simulação, realizada através de *software* de simulação de motores, que permita o estudo a influência da aplicação de um sistema de recuperação de energia térmica através de um ciclo de Rankine, no desempenho do veículo.

Para tal serão estudadas diversas condições de operação do veículo e do sistema de recuperação de energia, que influenciam o desempenho de um MCI. O objetivo será simplificar um modelo de simulação otimizado e validado com base em dados experimentais, e aplicar um método que permita simular um sistema de recuperação de energia térmica, no modelo computacional de simulação do MCI.

São analisadas diferentes condições de carga do motor, perda de carga no sistema de escape, temperatura dos gases de escape e coeficiente de transferência de calor.

1.3. Contribuição

A introdução de um sistema de recuperação de energia térmica dos gases de escape, de um MCI, implica a alteração do desempenho do mesmo.

O presente estudo permite uma melhor compreensão da influência do sistema de recuperação de energia no desempenho do MCI, permitindo identificar os principais parâmetros a otimizar de modo a minimizar a influência da introdução do sistema no desempenho do MCI.

1.4. Estrutura do projeto

O presente trabalho é constituído por cinco capítulos, sendo o presente a introdução.

No segundo capítulo é efetuada uma revisão bibliográfica na qual são introduzidos os fundamentos teóricos do funcionamento do MCI que levam a uma melhor compreensão dos efeitos que o sistema de recuperação de energia térmica dos gases de escape possa ter no desempenho do MCI.

No terceiro capítulo é feita a caracterização e modelação do MCI em estudo, para diferentes condições de operação.

No quarto capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos nas diversas simulações computacionais realizadas.

No quinto e último capítulo são apresentadas as principais conclusões obtidas a partir da realização do presente trabalho, e introduzidas algumas sugestões de trabalho.

2.Revisão Bibliográfica

2.1. Introdução

Neste capítulo são apresentados os fundamentos teóricos essenciais à análise do problema em estudo. É efetuada uma introdução aos sistemas de recuperação de energia dos gases de escape, com base em estudos antecedentes desenvolvidos por diversos autores, o que permite ter uma base de fundamentos teóricos, resultados computacionais e experimentais para o desenvolvimento do projeto.

Os fundamentos teóricos permitem entender a influência dos diferentes parâmetros de um motor de combustão interna (MCI), no seu desempenho, permitindo uma melhor compreensão do efeito da implementação de um sistema de recuperação de gases de escape no desempenho do MCI.

Com a implementação de sistemas de recuperação de energia dos gases de escape em veículos equipados com MCI, como é exemplo o ciclo de Rankine (RC – *Rankine Cycle*, na literatura Inglesa), ocorrem alterações no desempenho do MCI que serão analisadas neste projeto.

À partida a implementação do sistema terá dois efeitos significativos principais no desempenho do motor: i) aumento da perda de carga dos gases de escape; ii) diminuição das temperaturas dos gases de escape.

O efeito da perda de carga gerada pelo sistema de escape no desempenho do MCI é analisado na secção 2.3.

O efeito da redução de temperatura, é estudada na secção 2.5.1, permitindo assim entender o efeito da temperatura no desempenho do MCI.

2.2. Fundamentos teóricos

Nesta secção são apresentados os rendimentos e parâmetros de desempenho de um MCI. É essencial compreender todos os pontos de influência de funcionamento de um MCI, pois serão estes que afetam diretamente fatores cruciais tal como o consumo específico e o binário.

O rendimento de combustão é dado por:

$$\eta_C = \frac{Q_C}{m_f * Q_{PCI}} \quad (2.1)$$

O rendimento de combustão (η_C) corresponde à relação entre o calor resultante do processo de combustão e a energia química contida no combustível, ou seja o poder calorífico. Um decréscimo do rendimento de combustão é o indício de uma combustão incompleta. A combustão incompleta deve-se ao fato da mistura ser rica, ou seja, o coeficiente de excesso de ar fica, $\lambda < 1$, entre outros fatores como a dissociação.

O rendimento adiabático é dado por:

$$\eta_A = \frac{Q_A}{Q_C} \quad (2.2)$$

O rendimento adiabático (η_A) corresponde à razão entre o calor fornecido ao gás no processo de combustão e o calor resultante do processo de combustão. Este rendimento quantifica as perdas de calor para as paredes da câmara de combustão e cilindro.

O rendimento térmico é dado por:

$$\eta_T = \frac{W_T}{Q_A} \quad (2.3)$$

O rendimento térmico (η_T) corresponde à razão entre o trabalho teoricamente produzido e o calor fornecido ao gás no processo de combustão.

O rendimento de propriedades dos fluídos é dado por:

$$\eta_P = \frac{W_P}{W_T} \quad (2.4)$$

O rendimento relativo às propriedades dos fluídos (η_P) corrige as propriedades do fluido com a variação de temperatura, na qual no ciclo teórico, as propriedades são consideradas constantes sem variação de temperatura. Como um MCI admite uma mistura de ar e combustível e liberta gases queimados, tanto na mistura fresca como na mistura queimada, as propriedades variam com a temperatura, o que leva a que seja obtida uma menor quantidade de trabalho por parte do MCI.

O rendimento inerente é dado pela equação:

$$\eta_{inerente} = \frac{W_{Inerente}}{W_P} \quad (2.5)$$

A área do ciclo inerente é inferior à do ciclo teórico com cálculo das propriedades porque se está a passar de um ciclo teórico para um ciclo real, na qual a combustão é um processo que não decorre instantaneamente e ocorrem perdas de calor dos gases de escape.

O rendimento indicado é dado pela equação:

$$\eta_{Indicado} = \eta_C * \eta_A * \eta_P * \eta_{Inerente} * e_B \quad (2.6)$$

O rendimento indicado é utilizado de modo a simplificar o cálculo dos diversos rendimentos do MCI, pelo que é frequentemente utilizado para o cálculo do rendimento total.

$$\eta_{Total} = \eta_T * \eta_{Indicado} * \eta_M \quad (2.7)$$

Com estes rendimentos calculados torna-se possível obter alguns parâmetros, de desempenho do motor, tal como a eficiência de bombagem:

$$e_B = 1 - \frac{\text{Perdas por bombagem}}{W_{Inerente}} = \frac{W_{Indicado}}{W_{Inerente}} \quad (2.8)$$

Como se pode verificar pela Eq. (2.8), a eficiência de bombagem, é dada pela relação entre trabalho realizado no ciclo indicado e o trabalho realizado no ciclo inerente.

O rendimento mecânico é dado pela equação:

$$\eta_M = \frac{W_{Efetivo}}{W_{Indicado}} \quad (2.9)$$

O rendimento mecânico relaciona o trabalho produzido no interior dos cilindros com o disponível no veio do motor, o que introduz as perdas por atrito existentes nos componentes móveis do motor, tais como, as chumaceiras da cambota, bielas, árvore de cames, molas de válvula, entre outros.

A eficiência volumétrica de um MCI é dada pela equação:

$$e_{Vol} = \frac{\dot{m}_a}{\rho * V} * \frac{n_r}{N} \quad (2.10)$$

A eficiência volumétrica é a relação entre a quantidade de ar que entra no motor e o volume varrido pelo cilindro em condições estáticas. A maioria dos rendimentos de um MCI, apresentados anteriormente, têm valores inferiores à unidade, porém, na eficiência volumétrica e de bombagem poderão ser superiores, pois é possível o motor admitir uma quantidade de ar superior ao volume varrido pelo cilindro no tempo de admissão, devido à inércia que os gases admitidos geram com a velocidade ganha ao longo do sistema de admissão do MCI. A eficiência volumétrica não está incluída no rendimento total do motor, embora, seja um parâmetro que condiciona o desempenho deste. Uma maior eficiência volumétrica implica uma maior quantidade de ar admitido por ciclo, pelo que, para manter a estequiometria da mistura, implica a injeção de mais combustível no cilindro sendo assim possível produzir mais trabalho no ciclo do MCI.

O rendimento total é dado por:

$$\eta_{Total} = \eta_C * \eta_A * \eta_T * \eta_P * \eta_{Inerente} * e_B * \eta_M \quad (2.11)$$

$$\eta_{Total} = \frac{W_T}{\dot{m}_f * Q_{PCI}} * \frac{W_{Indicado}}{W_T} * \frac{W_{Efetivo}}{W_{Indicado}} \quad (2.12)$$

$$\eta_{Total} = \frac{W_{Efetivo}}{\dot{m}_f * Q_{PCI}} \quad (2.13)$$

O rendimento total é dado pelo produto de todos os rendimentos anteriormente referidos na qual é dada a relação entre o trabalho produzido pelo motor e a energia química contida no combustível que nele é queimado.

A potência efetiva é dada pela equação:

$$W_e = \eta_{Total} * e_{Vol} * \frac{\rho_{ar} * V * \frac{N}{n_r}}{\left(\frac{A}{F}\right)} * Q_{PCI} \quad (2.14)$$

A potência efetiva corresponde à potência útil de um motor, pelo que, com o conhecimento do rendimento total do MCI e do caudal mássico de ar que é admitido, é possível calcular o trabalho produzido pelo motor.

O binário efetivo do MCI é dado por:

$$B_e = \eta_{Total} * e_{Vol} * \frac{\rho_{ar} * V}{2 * \pi * n_r} * \frac{Q_{PCI}}{\left(\frac{A}{F}\right)} \quad (2.15)$$

Sendo que para aumentar o binário efetivo é necessário:

- Aumentar o volume varrido do motor.
- Aumentar a eficiência do motor, ou seja, com η_{Total} e/ou e_{Vol} mais elevados.
- Aumentar a densidade do ar admitido (ρ_{ar}).
- Aumentar o quociente de $\frac{Q_{PCI}}{\left(\frac{A}{F}\right)}$.

O consumo específico é dado por:

$$C_e = \frac{\dot{m}_f}{W_{Efetivo}} \quad (2.16)$$

O consumo específico é uma indicação do inverso do rendimento global.

2.3. Perda de carga gerada pelo sistema de escape

A perda de carga ou contrapressão, gerada pelo sistema de escape, é definida como o diferencial de pressão dos gases de escape, gerada pelos diferentes componentes que constituem o sistema de escape, pelo que, a complexidade deste sistema tem influência no desempenho do MCI.

Um sistema de escape de um veículo convencional é constituído por elementos silenciadores tais como a panela de escape e ressonadores e por elementos antipoluentes como por exemplo o catalisador, sistema de recirculação dos gases de escape (EGR - *Exhaust Gas Recirculation*, na literatura Inglesa) e filtro de partículas.

A Figura 2.1 apresenta um diagrama de um sistema de escape convencional presente num automóvel.

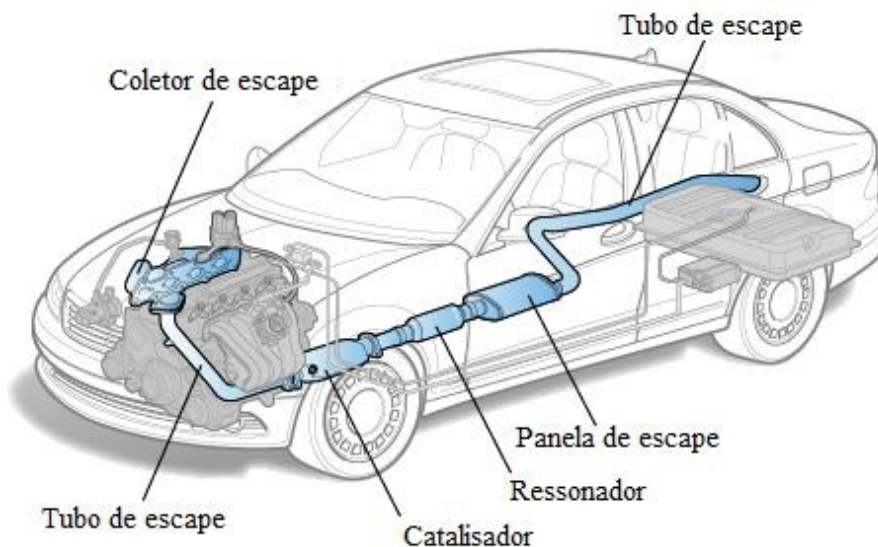


Figura 2.1 – Diagrama de sistema de escape convencional, adaptado de (RepairPal, 2017).

A aplicação destes componentes do sistema de escape afeta o desempenho e emissões do MCI. Partículas e outros produtos resultantes da combustão, aderem aos componentes do

sistema levando a uma obstrução na área efetiva de passagem do caudal de gases de escape, na qual se gera uma maior perda de carga ao longo do tempo de funcionamento do sistema, levando a uma redução do desempenho do MCI.

Quando a perda de carga dos gases de escape é excessiva, pode resultar em aumentos de temperatura, diminuição do binário do motor e até danos nos componentes do motor.

2.3.1. Efeito da perda de carga dos gases de escape no desempenho e consumo do MCI

O autor (Hield, 2010) referiu que a perda de carga gerada pelo sistema de escape tem efeitos negativos no desempenho e consumo do MCI. Este autor, considera que 3,3 kPa de perda de carga acrescida no sistema de escape resulta numa perda de 1 % do binário máximo.

Segundo este autor, é possível ter um aumento da perda de carga dos gases de escape mais elevada no sistema de escape, desde que este seja comedido, permitindo assim introduzir diferentes componentes no sistema de escape do MCI sem influenciar expressivamente o desempenho do MCI.

O aumento da perda de carga gerada pelo sistema de escape requer um aumento de trabalho de bombagem, uma vez que aumenta a pressão no interior do cilindro durante o tempo de escape, levando assim a um aumento da quantidade de gases residuais no interior do cilindro. Simultaneamente, o caudal de combustível tem de aumentar para compensar o aumento das perdas por bombagem de modo a manter o desempenho, isto é, manter o binário constante. Como resultado, o consumo específico aumenta.

Considerando um MCI sobrealimentado, com o aumento de contrapressão no sistema de escape, as relações de pressão na turbina do turbocompressor diminuem, reduzindo o caudal mássico de ar através da turbina e conseqüentemente é pressurizada menor quantidade de ar no compressor.

O autor (Hield, 2010), verificou que a resposta do motor às ondas de pressão dinâmicas é altamente não linear e depende da velocidade de rotação do motor, da carga do motor, contrapressão média do sistema de escape e da amplitude e período das flutuações.

Além de mais, as ondas de pressão, causam maiores flutuações da temperatura no escape, o que faz com o que a temperatura máxima dos gases de escape possa atingir valores mais elevados. Estes efeitos levam a um desgaste maior e redução na fiabilidade dos componentes do MCI podendo levar a falhas mecânicas por parte dos componentes do sistema de escape.

A temperatura dos gases de escape aumenta de forma aproximadamente linear com o aumento de perda de carga dos gases de escape devido à maior potência necessária para ultrapassar o trabalho por bombagem adicional e caudal de ar reduzido (Hield, 2010).

A Figura 2.2 apresenta o diagrama Pressão-Volume (P-V), em que o eixo das ordenadas, pressão, está em escala logarítmica, sendo possível observar de forma qualitativa o efeito da perda de carga dos gases de escape.

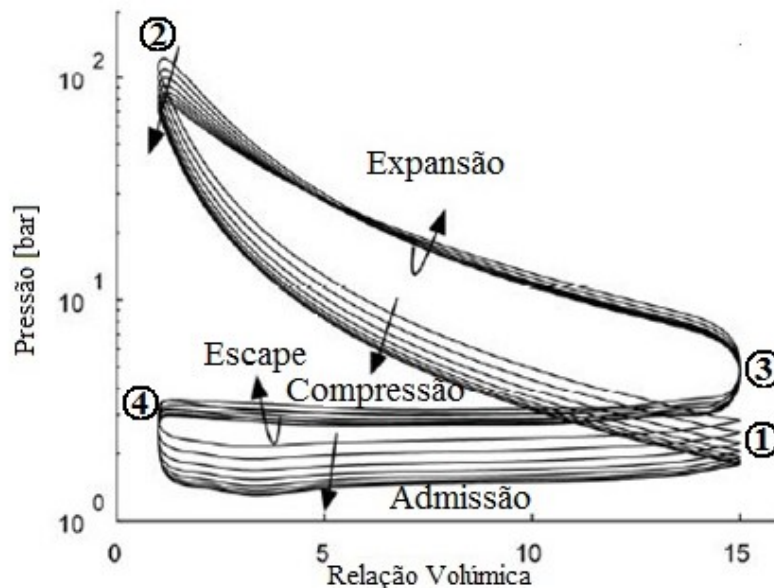


Figura 2.2 - Diagrama P-V para diferentes contrapressões, adaptado de (Hield, 2010).

Na Figura 2.2 o processo 1-2 representa o tempo de compressão, o processo 2-3 representa o tempo de expansão, na qual a combustão é iniciada na região do ponto 2. Em conjunto os

processos 1-2 e 2-3 formam o ciclo de potência do MCI e finalmente, o processo 3-4 corresponde ao tempo de escape, na qual, os gases de escape são expelidos do cilindro. O processo 4-1 corresponde ao tempo de admissão em que a mistura de ar e combustível é admitida no cilindro. Estes dois processos, escape e admissão, formam o ciclo de bombagem do MCI, pois o pistão bombeia gases para fora e admite gases no interior do cilindro, respectivamente.

Existem vários efeitos que podem ser observados na Figura 2.2. É importante notar que na Figura 2.2 o sentido das setas indica um aumento de perda de carga no escape. O efeito mais evidente é o aumento da área do ciclo de bombagem com o aumento da perda de carga, devido ao maior trabalho efetuado pelo pistão ao bombear o gás, para o exterior do cilindro, durante o tempo de escape. Isto representa trabalho adicional que tem de ser efetuado pelo motor perante o aumento da perda de carga. No ponto 2 é possível observar que a pressão máxima no ciclo, é reduzida devido ao aumento da perda de carga dos gases de escape. O tempo de compressão (1-2), com o aumento da perda de carga, tem valores de pressão menores, devido ao trabalho adicional requerido pelo motor, e a pressão máxima reduz. A pressão ao longo do tempo de expansão, também diminui com o aumento da perda de carga.

Os autores (Bolt, *et al*, 1973) desenvolveram um estudo no qual relacionaram o efeito da perda de carga no escape com o desempenho e emissões de um MCI Ford de 1971 com um volume varrido de 5752 cm^3 com sistema de alimentação a carburador e uma relação de compressão 8.9:1.

A Figura 2.3 apresenta a eficiência volumétrica de um MCI Ford para uma gama de velocidades de rotação de 1000 rpm a 3000 rpm em intervalos de 500 rpm, para pressões de admissão de 17 inHg (576 mbar), 21 inHg (711 mbar) e 26 inHg (880 mbar) de pressão absoluta. A perda de carga no escape varia entre os 14 inHg (474 mbar) até 45 inHg (1524 mbar).

A Figura 2.3 permite verificar que a eficiência volumétrica é influenciada pela perda de carga dos gases de escape. Com valores de pressão superiores, na admissão do MCI, o declive da eficiência volumétrica diminui, com o aumento da perda de carga, em todos os testes para diferentes velocidades de rotação do motor, tal como é verificado na Figura 2.3.

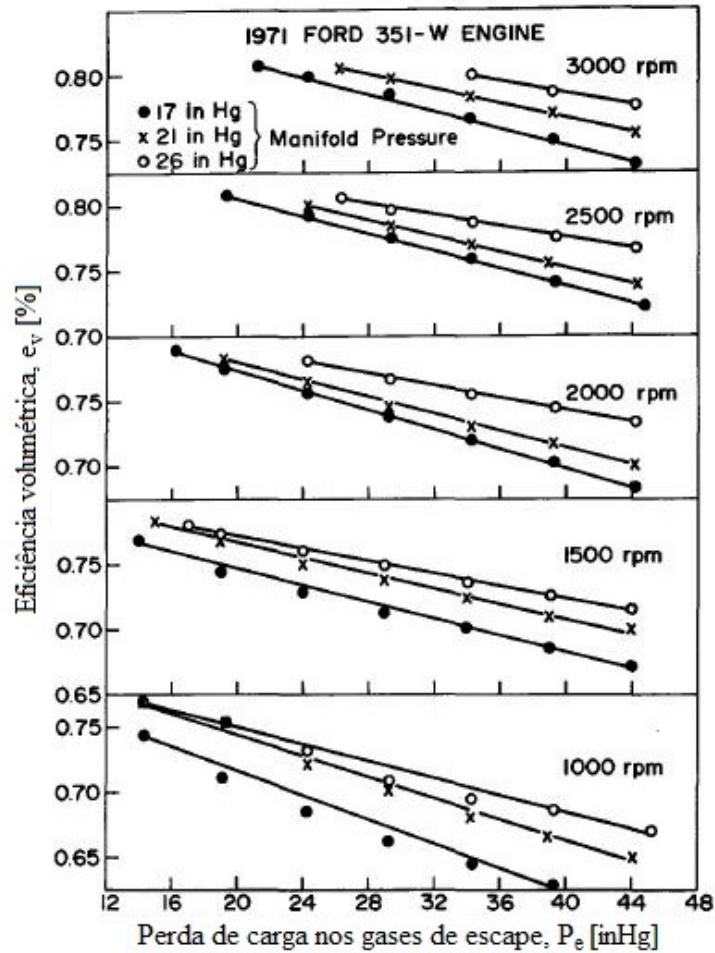


Figura 2.3 – Eficiência volumétrica do MCI Ford para diferentes pressões de admissão e velocidades de rotação, em função da perda de carga dos gases de escape, adaptado de (Bolt *et al*, 1973).

Na Figura 2.4 é apresentada a eficiência volumétrica experimental e teórica para as diferentes situações de pressão de admissão apresentadas na Figura 2.3, em função da relação de pressão de escape com pressão de admissão. É possível verificar a diferença do declive dos gráficos para as diferentes velocidades de rotação, na qual se denota um menor declive com a velocidade de rotação do motor mais elevada. Ocorre uma queda, em cerca de 5 %, de eficiência com um aumento de 0.5 na relação pressão de escape/pressão de admissão P_e/P_i . A Equação (3) referida na Figura 2.4 é uma relação linear teórica da pressão de admissão e escape com a eficiência volumétrica, apresentada na Equação (2.17).

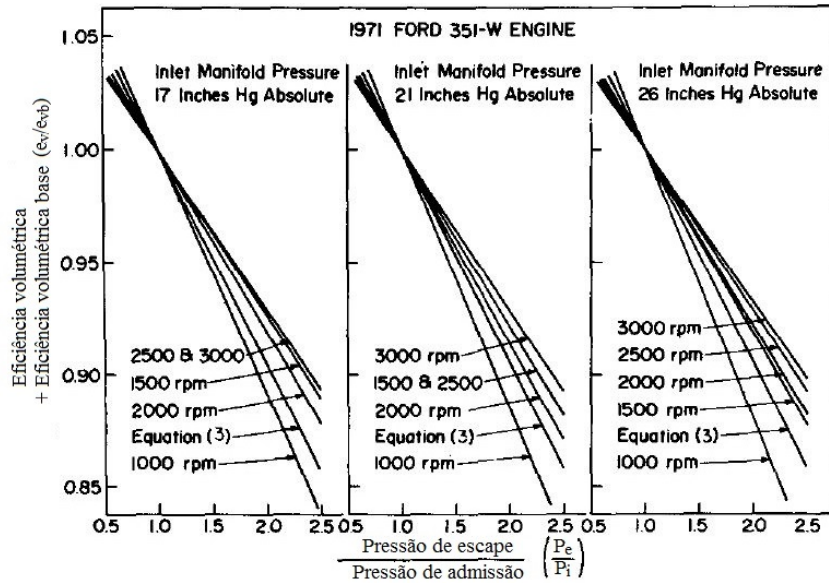


Figura 2.4 – Eficiência volumétrica experimental e teórica para diferentes situações da relação pressão de escape/pressão de admissão (P_e/P_i) e diferentes pressões de admissão, adaptado de (Bolt *et al*, 1973).

$$e_v = e_{vb} * \frac{k - 1}{k} + \frac{r - \frac{P_e}{P_i}}{k(r - 1)} \quad (2.17)$$

Na qual:

e_v = Eficiência volumétrica

e_{vb} = Eficiência volumétrica quando $P_e/P_i = 1$

k = Relação de calor específico, C_p/C_v

r = Relação de compressão do motor

Os autores (Risse, 2012) e (Mazar, 2009) estudaram a influência da perda de carga gerada pelo sistema de escape em diferentes condições de carga de um motor. Os autores verificaram que, com um motor turbo comprimido, a uma velocidade de 130 km/h numa estrada plana, ocorria um incremento no consumo específico de 2 % por cada 100 mbar de perda de carga incrementada nos gases do sistema de escape, conseguindo com isto, ter uma relação sensivelmente correta do efeito da perda de carga dos gases de escape, porém este valor é dependente de muitos fatores, pelo que o seu propósito é apenas referencial.

A redução da perda de carga dos gases de escape permite melhorar o desempenho do MCI. Isto porque uma perda de carga menor reduz a quantidade de gases residuais no interior do

cilindro, na qual permite um aumento da massa de ar admitida no tempo de admissão do ciclo seguinte, o que permite um aumento da eficiência volumétrica e redução do trabalho de bombagem.

Os autores (Saadawi *et al*, 2010) estudaram de forma teórica e experimental a influência da perda de carga nos gases de escape, no ciclo de potência, com um MCI de ignição por faísca monocilíndrico. A investigação permitiu concluir que a redução de perda de carga no escape, reduz consequentemente a massa de gás residual que fica retido no interior do cilindro e, com isto, a eficiência volumétrica aumenta com a redução de contrapressão.

As Figura 2.5 e Figura 2.6 apresentam a redução do consumo de combustível devido à redução da perda de carga no escape, com a carga do motor controlada através do acelerador, para uma velocidade de rotação do MCI de 2000 rpm e 3000 rpm, respectivamente. O consumo de combustível diminui com a redução da perda de carga dos gases de escape, mesmo em carga máxima.

Também se verifica que com a diminuição da carga do motor, ocorre uma diminuição do consumo de combustível. Em todos os casos ocorre uma melhoria do consumo, que advém devido à redução contínua dos gases residuais que afetam o processo de combustão.

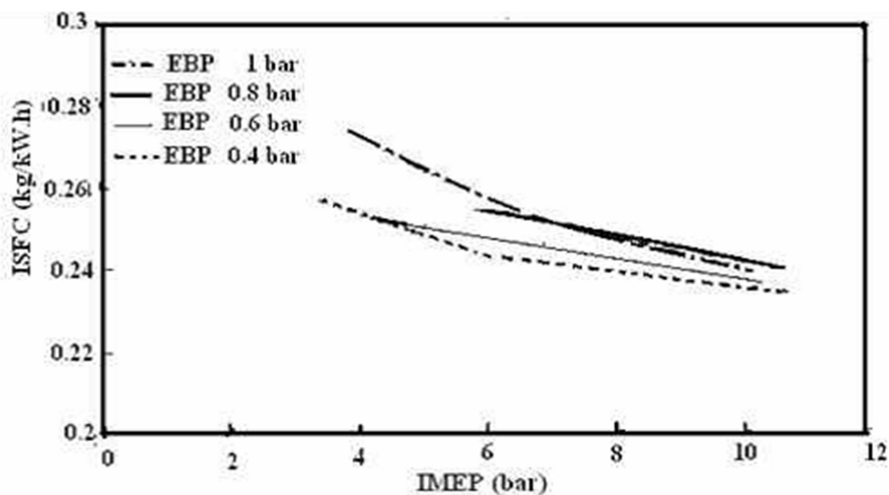


Figura 2.5 – Consumo específico indicado de um MCI em função da pressão média indicada a 2000 rpm, adaptado de (Rabia e Abd-El-Halim, 2010).

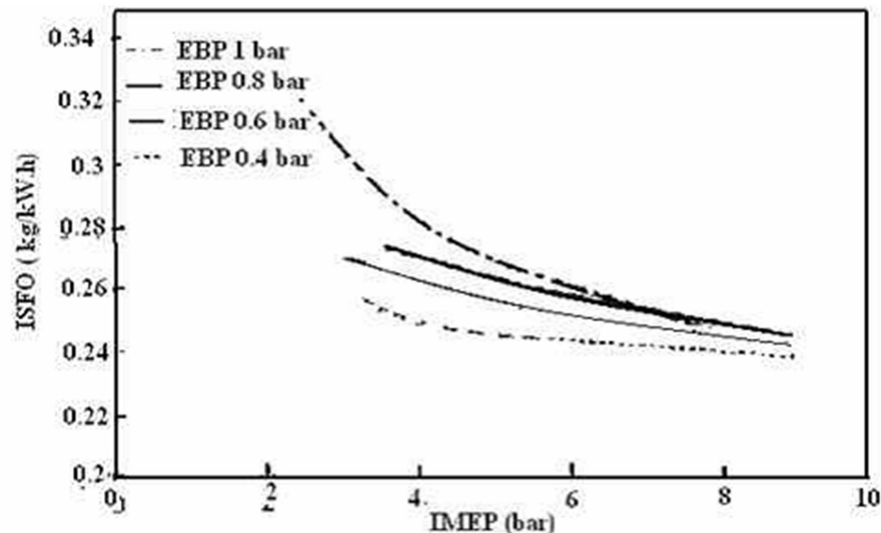


Figura 2.6 – Consumo específico indicado de um MCI em função da pressão média indicada a 3000 rpm, adaptado de (Rabia e Abd-El-Halim, 2010).

Como se pode verificar na Figura 2.5, no teste de perda de carga dos gases de escape (EBP - *Exhaust back pressure*, na literatura Inglesa) 0,4 bar, são obtidos consumos específicos mais baixos para todos os valores de pressão média indicada (IMEP - *Indicated Mean Effective Pressure*, na literatura Inglesa) do MCI, obtendo uma diminuição no consumo específico em cerca de 5 – 8 %, relativamente ao teste “EBP 1 bar” em situações de menor pressão média indicada. Em testes com pressões médias indicadas mais elevadas, ocorre uma diminuição em cerca de 2 – 4 %, relativamente aos testes “EBP 0,4 bar” e “EBP 1 bar”.

A Figura 2.6 apresenta uma situação semelhante à apresentada na Figura 2.5 com a diferença na velocidade de rotação. Pode-se verificar, em situações de pressão média indicada, um diferencial entre a situação de menor contrapressão (0,4 bar) e máxima (1 bar) no consumo específico do MCI, aumentando de 4 – 6,4 % para 6 – 12 % sensivelmente. Verifica-se também que em situações de menor pressão média indicada, para um caso de maior perda de carga, o consumo específico aumenta significativamente.

A maior redução no consumo específico foi de 6,4 % a 60 % da carga máxima quando o MCI se encontrava a 2000 rpm. A uma velocidade de rotação de 3000 rpm, a maior redução foi de 12 % com a carga a 43 % da carga máxima (Rabia e Abd-El-Halim, 2010).

2.4. Influência da implementação de sistemas de recuperação de energia térmica no desempenho do MCI

A influência da implementação de sistemas de recuperação de energia térmica, dos gases de escape, no desempenho do MCI é ainda um aspeto pouco investigado, todavia, existem alguns trabalhos: (Bei *et al*, 2014); (Wang *et al*, 2013); (Di Battista *et al*, 2015) dedicados ao tema, que é também o objetivo principal do presente estudo.

De uma forma geral, a implementação de sistemas de recuperação de energia térmica, provoca um aumento de perda de carga no sistema de escape.

Num estudo realizado por um grupo de investigadores da Universidade de Beijing, Bei *et al*. (2014), foi modelado um MCI de 4 cilindros com um ciclo a 4 tempos com um binário máximo de 280 Nm e uma velocidade de rotação máxima de 3600 rpm, no *software* GT-Power.

O modelo do MCI, desenvolvido em GT-Power, foi validado com o motor experimental na qual foram obtidos erros inferiores a 5 %.

No estudo a influência da perda de carga dos gases de escape foi um dos parâmetros estudados, para tal foram simuladas 14 condições de operação a diferentes velocidades de rotação e a carga máxima (WOT – *Wide Open Throttle*, na literatura Inglesa).

A Figura 2.7 apresenta o incremento de perda de carga dos gases de escape em função da velocidade de rotação do motor.

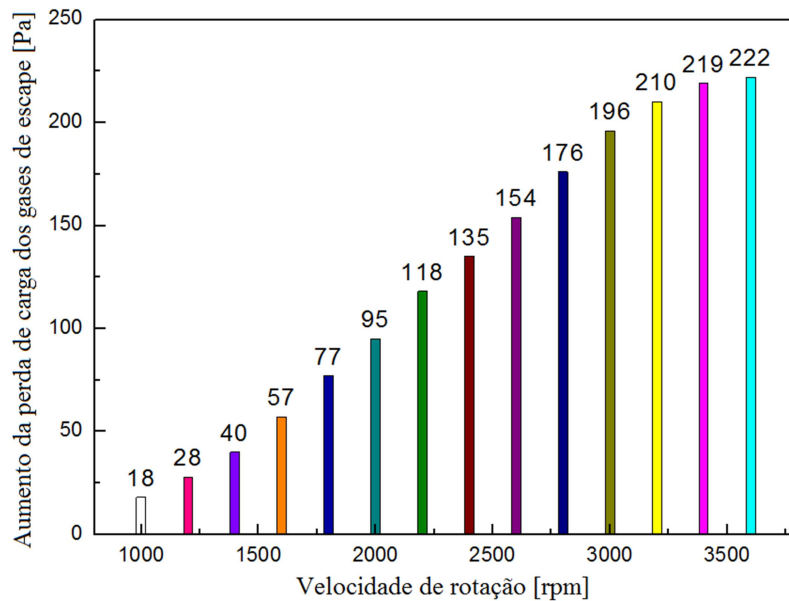


Figura 2.7 – Incremento de perda de carga dos gases de escape em função da velocidade de rotação do motor, adaptado de (Bei *et al*, 2015).

Como se pode verificar pela Figura 2.7 a perda de carga aumenta com a velocidade de rotação do MCI, sendo assim o aumento de perda de carga máxima atingida do estudo em análise, a sensivelmente 3500 rpm, tendo um valor de 222 Pa (ou seja, 2,22 mbar) de valor máximo, o que, comparativamente com outros estudos analisados se traduz em valores relativamente baixos.

O sistema de recuperação de energia térmica dos gases de escape implementado, pelos autores (Bei *et al*, 2015) consiste de um ciclo de Rankine, pela qual foi utilizado um evaporador baseado no modelo apresentado na Figura 2.8.

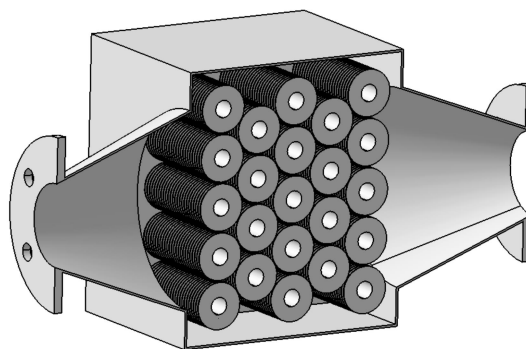


Figura 2.8 - Modelo do evaporador utilizado em (Bei *et al*, 2015).

O evaporador é de tubos alhetas com escoamento cruzado, sendo as características deste apresentadas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Parâmetros do evaporador utilizado em (Bei *et al*, 2015).

Propriedade	Parâmetro	Unidade
Número colunas de tubos	5	-
Número de tubos por coluna	4 ou 5	-
Número total de tubos	23	-
Espessura das alhetas	1,5	mm
Altura das alhetas	27	mm
Diâmetro externo dos tubos	27	mm
Diâmetro interno dos tubos	20	mm
Dimensões dos tubos	47 x 56	mm
Alinhamento dos tubos	Empilhados	-

Como o sistema de recuperação com ciclo de Rankine apresenta uma perda de carga baixa, a influência desta implementação no desempenho do MCI, tanto em binário como consumo específico vai ser igualmente baixo.

A Figura 2.9 apresenta a perda de binário, causada pelo sistema de recuperação de energia, em função da velocidade de rotação.

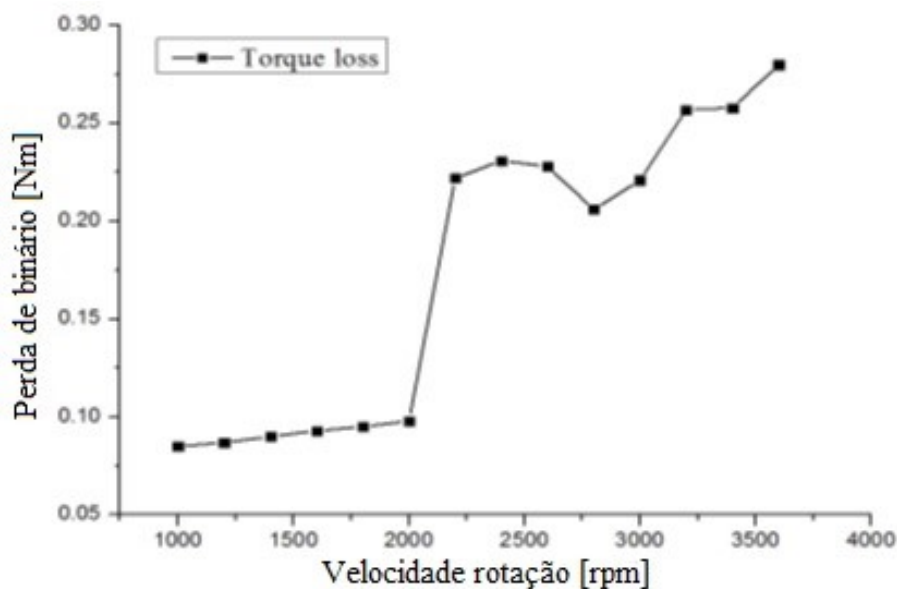


Figura 2.9 – Perda de binário do MCI em função da rotação, adaptado de (Bei *et al*, 2015).

Como se pode verificar na Figura 2.9, a redução de binário com a implementação do sistema de recuperação de energia é inferior a 0,3 Nm, para todos os pontos de operação, o que se traduz num efeito praticamente desprezível.

Esta perda de binário é consequência do incremento da perda de carga gerada nos gases de escape introduzida pelo sistema de recuperação de energia.

Uma conclusão do estudo foi de que com a implementação do sistema de recuperação de energia térmica, o consumo específico teve um aumento que não chegou a 1 % no seu valor máximo (Bei *et al*, 2015).

Num estudo efetuado pelos autores (Wang *et al*, 2013), foi verificada a influência da introdução de um sistema de recuperação de energia dos gases de escape. A presença do evaporador no sistema de escape, faz com que a perda de carga dos gases de escape, seja alterada variando consequentemente o consumo específico e binário, tal como se pode verificar na Figura 2.10.

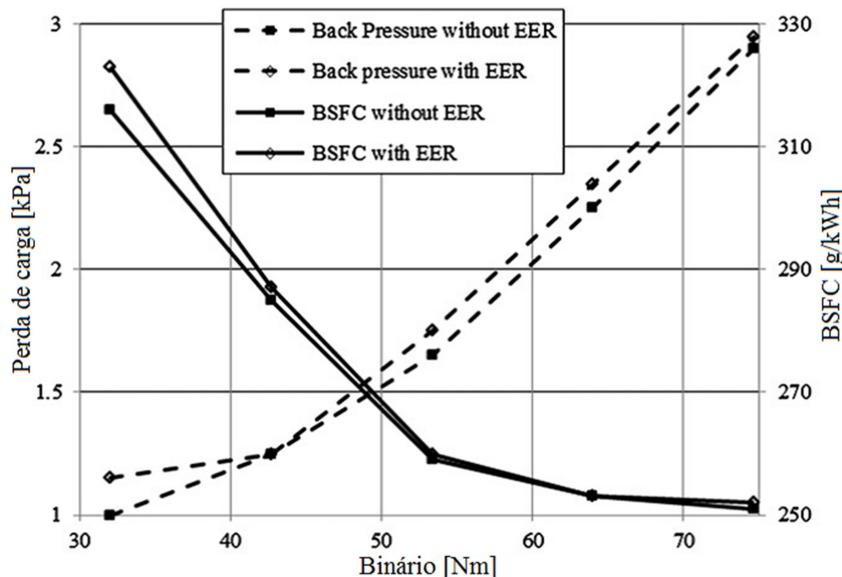


Figura 2.10 – Influência do evaporador na contrapressão dos gases de escape e consumo específico do MCI, em função do binário, adaptado de (Wang *et al*, 2013).

Como se pode verificar na Figura 2.10 o aumento de perda de carga devido à introdução do evaporador no sistema de escape leva a um aumento do consumo específico diminuto, particularmente quando o binário do MCI se encontra em valores mais baixos. O aumento

máximo de consumo específico, comparativamente ao MCI sem incorporação do sistema de recuperação de energia consegue atingir até 4-7 % quando o binário do MCI se encontra entre 30-40 Nm, sendo estes valores relevantes para o desempenho do MCI, ao contrário do estudo efetuado por (Bei *et al*, 2014).

Num estudo efetuado por (Battista *et al*, 2015), foi estudado um MCI IVECO F1C com as características apresentadas na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Características do MCI IVECO F1C.

Ciclo	Diesel
Volume varrido	2998 cm ³
Curso	104 mm
Diâmetro	95,8 mm
Comprimento da Biela	255 mm
Relação de compressão	19:1
Número de válvulas	16
Número de cilindros	4, em linha
Potência máxima	130 kW @ 3250 rpm
Binário Máximo	400 Nm @ 2000 rpm

Neste estudo, foi aplicado um sistema de recuperação de energia através de um sistema orgânico de Rankine com um evaporador situado após o catalisador, tal como se pode verificar na Figura 2.11.

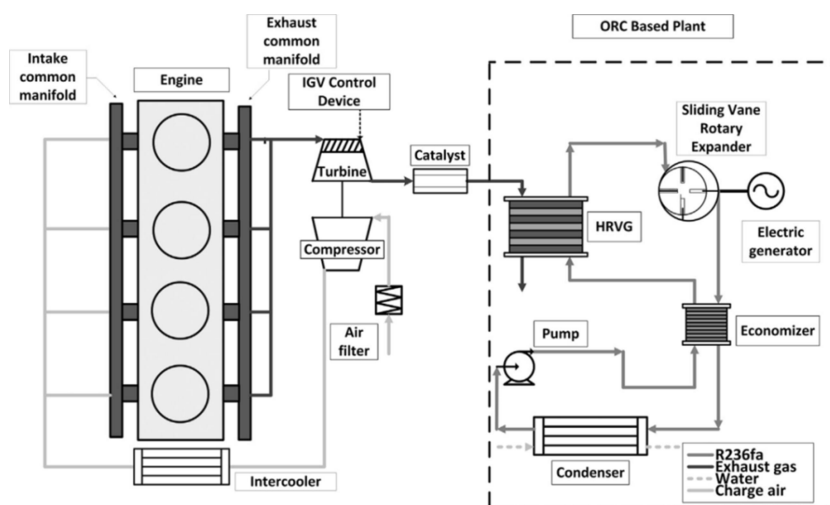


Figura 2.11 – Representação esquemática do sistema de recuperação de energia no MCI IVECO F1C, (Di Battista *et al*, 2015).

A Tabela 2.3 apresenta a variação da perda de carga devido ao sistema de recuperação térmica no sistema de escape, nos pontos de operação considerados.

Os resultados apresentados na Tabela 2.3 foram obtidos com uma carga no motor de 50 %, na qual os primeiros testes foram efetuados em condições do motor original, seguidos de testes com o sistema de recuperação de energia térmica incorporado no sistema de escape após o catalisador.

Tabela 2.3 – Caudal mássico de gases de escape, temperatura após o catalisador e perda de carga, em função das condições de operação (velocidade de rotação e binário do motor) do MCI IVECO F1C, adaptado de (Di Battista *et al*, 2015).

Rotação do motor [rpm]	Binário do motor [Nm]	Caudal mássico de gases de escape [kg/h]	Temperaturas dos gases de escape, após catalisador [°C]	Perda de carga no escape após catalisador [mbar]
835	112	76,3	243,1	12
1000	127	91,7	275,6	25
1250	187	133,3	336,5	37
1500	191	166,8	341,7	52
1800	198	239,8	337,1	90
2000	202	275,1	340,3	107
2250	199	310,1	360,1	125
2500	202	336,6	371,8	168
2750	200	369,8	373,7	188
3000	198	384,7	415,7	209
3250	186	417,5	439,9	235
3500	173	455,5	460,7	279
3750	153	512,7	430,8	335

A Figura 2.12 apresenta a variação de perda de carga em função do caudal mássico de gases de escape com o sistema de recuperação de energia térmica, instalado no sistema de escape.

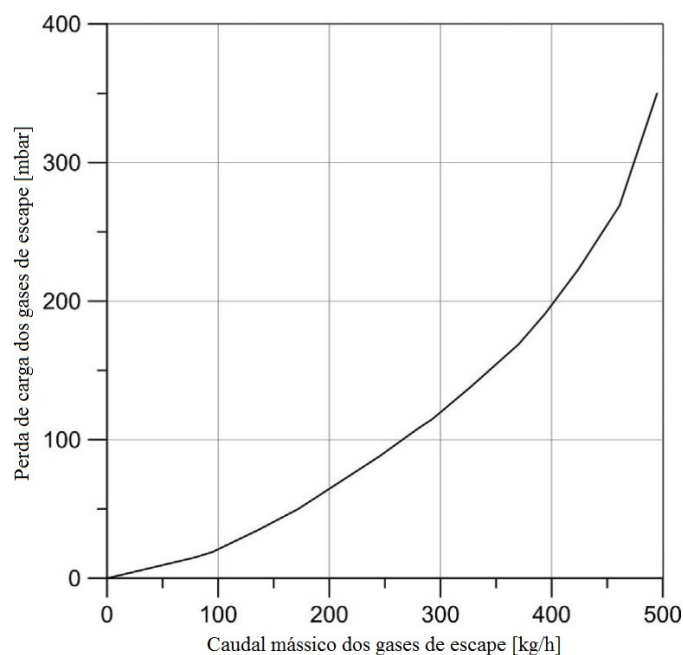


Figura 2.12 – Valores experimentais de contrapressão em função do caudal mássico de gases de escape, adaptado de (Battista *et al*, 2015).

Como se pode verificar na Figura 2.12 a variação de perda de carga no evaporador de recuperação de energia térmica, tem um aumento quadrático com o aumento do caudal mássico de gases de escape. Como o caudal mássico de gases aumenta em função da velocidade de rotação do motor, os elevados níveis de perda de carga existentes no sistema de escape, que ocorrem para velocidades de rotação mais elevadas, podem levar a uma diminuição de desempenho do MCI.

Com a introdução do sistema de recuperação de energia térmica, ocorrem alterações na perda de carga e temperatura dos gases de escape que levam à alteração de parâmetros de desempenho no motor, tal como, binário e consumo específico.

A Figura 2.13 apresenta o consumo específico do MCI, em função da velocidade de rotação, sem evaporador e o aumento do consumo específico com evaporador.

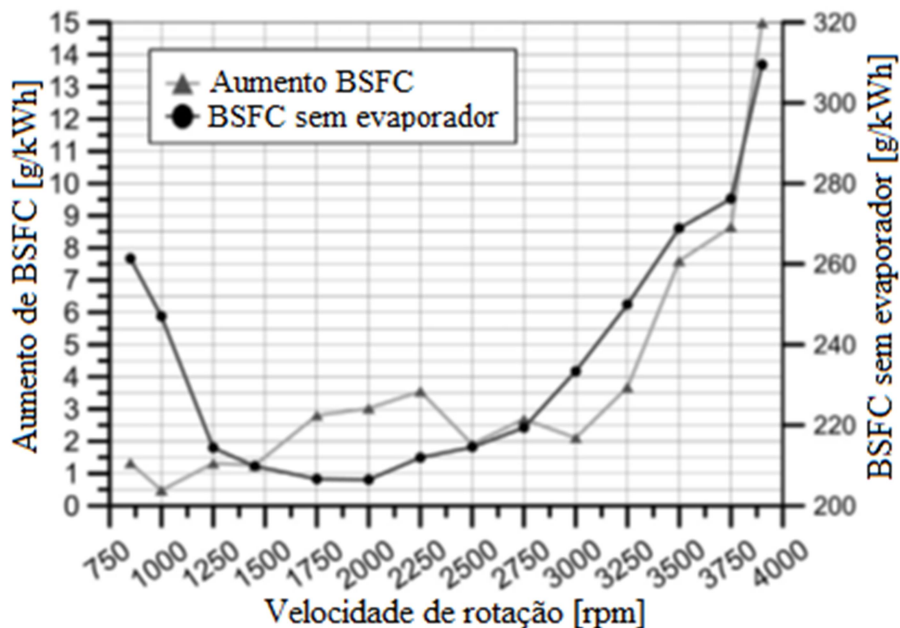


Figura 2.13 – Aumento de consumo específico com e sem evaporador, em função da velocidade de rotação, adaptado de (Di Battista *et al*, 2015).

Na Figura 2.13, como mencionado anteriormente, em velocidades de rotação do motor mais elevadas, a perda de carga aumenta quadraticamente, o que se traduz no aumento do consumo específico do MCI. O aumento do consumo específico atinge valores de 0.5 a 15 g/kWh consoante a velocidade de rotação do motor. Verifica-se também na Figura 2.13 o aumento do consumo específico a incrementar de forma quadrática com velocidades de rotação superiores, 3000 rpm até 4000 rpm.

A Figura 2.14 apresenta a pressão no coletor de escape, em função da rotação, sem e com a introdução do sistema de recuperação de energia no sistema de escape do motor.

A Figura 2.14 permite observar que com o sistema de recuperação de energia térmica implementado, a pressão no coletor de escape é em todas as condições de operação testadas, superior, o que se traduz numa redução de desempenho do motor, pois existe uma maior pressão no sistema de escape durante o tempo de escape, o que se traduz numa menor exaustão dos gases resultantes da combustão, ou seja aumenta a quantidade de gases residuais no interior do cilindro, resultando assim uma menor quantidade de mistura ar-combustível admitida (Di Battista *et al*, 2015).

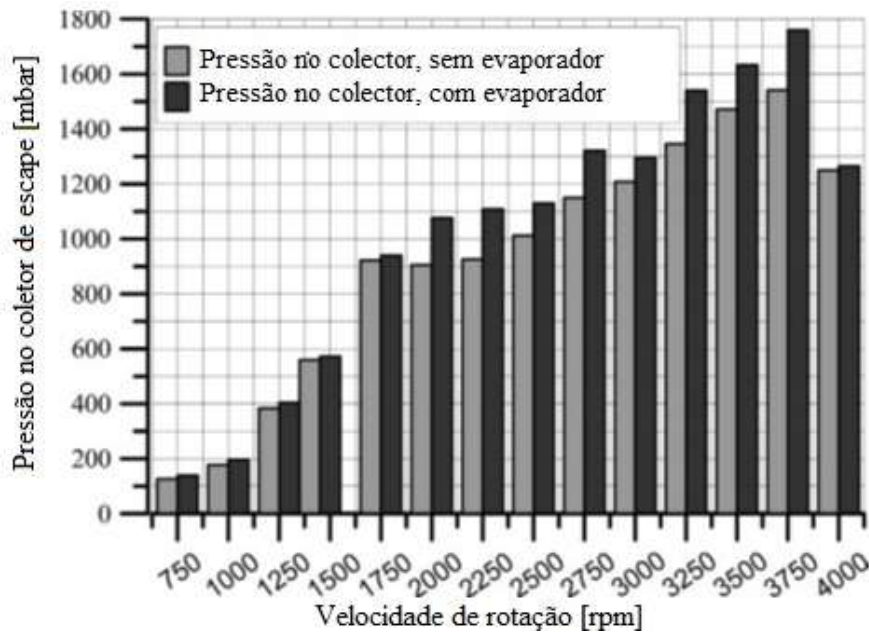


Figura 2.14 – Comparação da pressão no coletor de escape, em função da rotação, adaptado de (Battista *et al*, 2015).

A Figura 2.15 sumariza os valores obtidos experimentalmente para uma situação na qual, o caudal mássico do fluido, R236fa no ciclo de Rankine, é de 131,2 g/s.

Table 6
HRVG operating conditions in all the test effectuated.

Test #		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Exhaust mass flow rate	g/s	21.2	25.5	37.0	46.3	66.6	76.4	86.1	93.5	102.7	106.9	116.0	126.5	142.4	126.3
Exhaust pressure drop	bar	0.283	0.284	0.255	0.256	0.265	0.258	0.267	0.286	0.289	0.314	0.348	0.362	0.379	0.325
Exhaust inlet temperature	°C	242.9	268.0	348.0	342.5	346.0	358.0	370.0	383.0	385.0	436.0	456.8	470.1	423.0	389.0
Exhaust outlet temperature	°C	46.3	46.1	51.0	51.4	54.0	64.5	69.3	72.9	77.6	83.2	91.4	101.0	102.3	88.6
Exhaust thermal power exchanged	kW	4.6	6.3	12.3	15.1	21.9	25.4	29.5	33.2	36.3	43.7	49.4	54.8	53.5	44.1
R236fa mass flow rate	g/s	131.2	131.2	131.3	131.3	131.3	131.3	131.3	131.3	131.3	131.2	131.3	131.2	131.2	131.2
R236fa inlet temperature	°C	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45
R236fa outlet temperature	°C	67.4	74.3	78.7	78.7	78.7	111.2	140.0	158.8	185.5	229.5	232.2	232.2	232.2	230.8
R236fa outlet quality	Fraction	-0.15	-0.06	0.40	0.55	0.94	1.34	1.63	1.84	2.10	2.58	2.61	2.61	2.61	2.59
R236fa outlet density	kg/m ³	1202	1168	194.5	146.8	91.6	70.0	61.6	57.5	52.8	46.8	46.4	46.4	46.4	46.6
Heat exchanger effectiveness	%	96.7	93.5	98.8	97.1	95.0	99.4	99.4	100	99.1	98.0	98.6	98.5	97.7	97.5

Figura 2.15 – Valores obtidos experimentalmente com fluido R236fa com um caudal mássico 131.2 g/s, (Di Battista *et al*, 2015).

Como se pode verificar na Figura 2.15, com o aumento do caudal mássico dos gases de escape, a potência térmica convertida aumenta, não só devido ao aumento deste mas também devido à maior temperatura dos gases de escape à entrada do evaporador.

A perda de carga dos gases de escape situa-se, sensivelmente entre 0.25 bar e 0.38 bar, valor relativamente elevado quando comparado com o estudo realizado pelos autores (Bei *et al*, 2015).

A recuperação da energia térmica dos gases de escape de um MCI tem um potencial interessante relativamente a outras tecnologias. Quando um sistema de ciclo de Rankine é considerado, é necessário avaliar quatro aspetos principais de modo a garantir um benefício da implementação do sistema de recuperação de energia i) o efeito da contrapressão produzido no motor pelo sistema; ii) o aumento de peso no veículo devido a todos os componentes necessários para o seu devido funcionamento; iii) a potência recuperada pela unidade; iv) a potência adicional necessária para descarregar a energia extraída no condensador (Di Battista *et al*, 2015).

O uso final da potência mecânica recuperada pode ser efetuado de uma forma elétrica ou mecânica o que se torna num requerimento adicional.

Com referência ao MCI Diesel IVECO F1C 3.0 L equipado com turbocompressor na qual foi testado num banco de motores, o documento discutiu os seguintes pontos:

a) O efeito da contrapressão causada por um sistema de recuperação de energia térmica, a presença de um turbocompressor de geometria variável torna os efeitos num resultado não linear.

b) O efeito do acréscimo de peso devido à unidade do sistema de ciclo de Rankine.

c) A recuperação efetuada por uma unidade de potência.

O motor estava instrumentado de modo a ser monitorizado o seu comportamento com a contrapressão, principalmente para com o sistema de sobrealimentação e o controlo da geometria variável. As principais conclusões obtidas pelos autores (Di Battista *et al*, 2015) são:

A perda de carga tem um papel crucial e pode representar a maior interferência do sistema de recuperação térmica no motor. A contrapressão ao ser limitada até cerca 175 mbar para um caudal mássico de 500 kg/h leva a que os efeitos no consumo específico sejam negligenciáveis, inferior a 1 % no pior dos casos, devido também ao sistema de geometria variável do turbocompressor.

Quando o permutador é de placas como o utilizado no estudo a contrapressão de 350 mbar com um caudal mássico de gases de escape a 500 kg/h, a pressão de sobrealimentação pode

subir até 100 mbar, valor que é dependente da rotação do motor, sendo necessário pelo motor de forma a manter o valor de binário.

O sistema de recuperação de energia térmica que utiliza um permutador de fluxo cruzado, mesmo otimizado gera aumentos inaceitáveis do consumo específico do motor, 2 - 5 % sendo que os valores mais elevados são correspondentes a caudais mássicos de gases de escape mais elevados.

Com permutadores de calor de carcaça e tubos finos o aumento de consumo específico consegue-se manter abaixo de 1 % em todas as velocidades de rotação do motor, pelo que poderão ser utilizados em MCI sem afetar significativamente o seu desempenho.

2.5. Temperatura dos gases de escape

As Figura 2.16 e Figura 2.17 apresentam a temperatura do sistema de escape ao longo dos vários componentes existentes, para MCI de ciclo Otto e MCI de ciclo Diesel BMW, respetivamente.

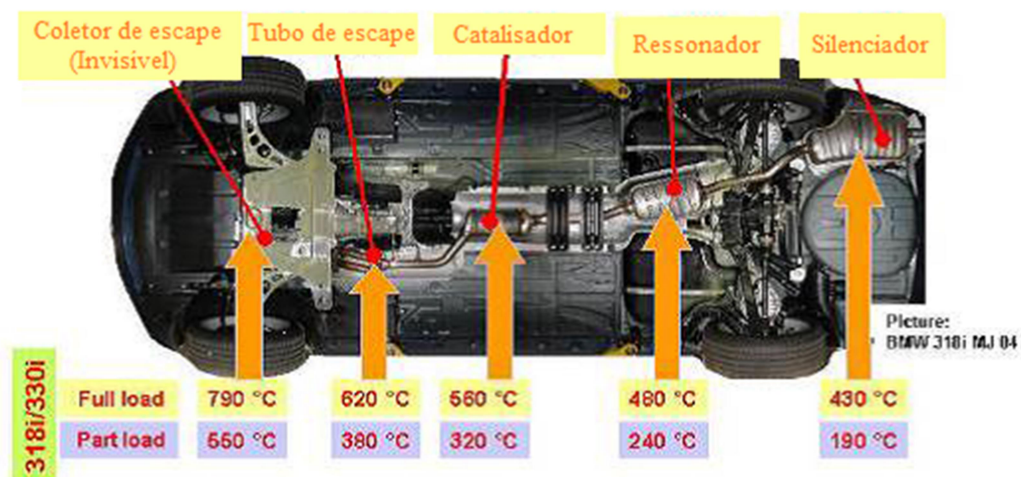


Figura 2.16 – Temperatura de escape ao longo do sistema de escape de um motor de ciclo Otto, adaptado de (LaGrandeur, 2005).

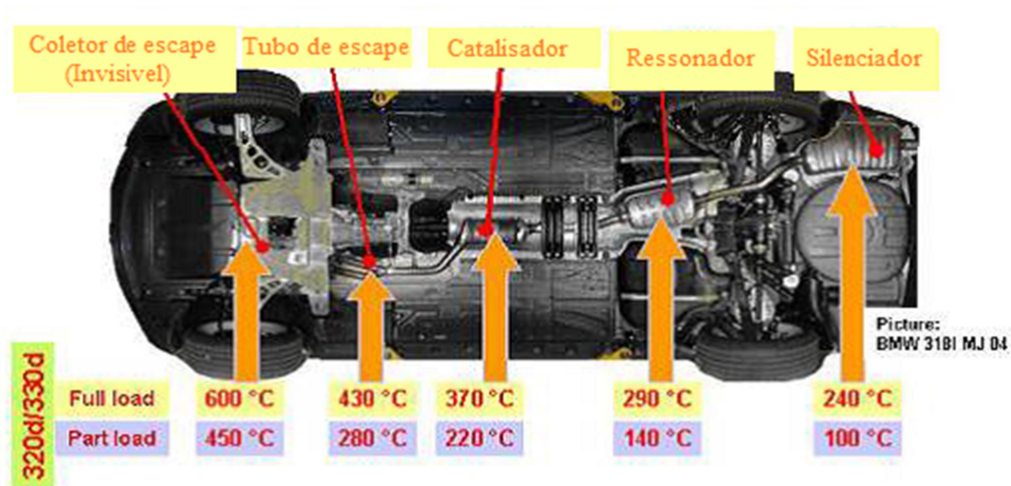


Figura 2.17 – Temperatura de escape ao longo do sistema de escape de um motor de ciclo Diesel, adaptado de (LaGrandeur, 2005).

Como se pode verificar pelas Figura 2.16 e Figura 2.17 a temperatura dos gases de escape de um MCI Diesel é, tanto em carga máxima, como carga a 50 %, menor desde o início do sistema de escape até ao fim, isto deve-se ao facto de uma menor fração de calor que é rejeitada para o escape no MCI Diesel comparativamente ao MCI a gasolina (22 – 35 % comparado a 34 – 45 %) enquanto uma fração mais elevada de calor é rejeitada pelo líquido de refrigeração no MCI Diesel comparado com um MCI a gasolina (16 – 35 % comparado a 17 – 26 %) (Heywood, 1988).

Com temperaturas mais baixas e menor potência térmica disponível no sistema de escape e mais potência térmica disponível no sistema de refrigeração para veículos equipados com MCI Diesel, a recuperação de energia térmica através de um gerador termoelétrico, destes motores, seria mais focado em aproveitar zonas de temperaturas de maior temperatura e recuperar calor de mais componentes do que só o sistema de escape ou seja, como por exemplo, aproveitar também o sistema de refrigeração (Heywood, 1988).

A Figura 2.18 apresenta a temperatura dos gases de escape antes (P2) e após (P1) do catalisador num MCI de ciclo Otto.

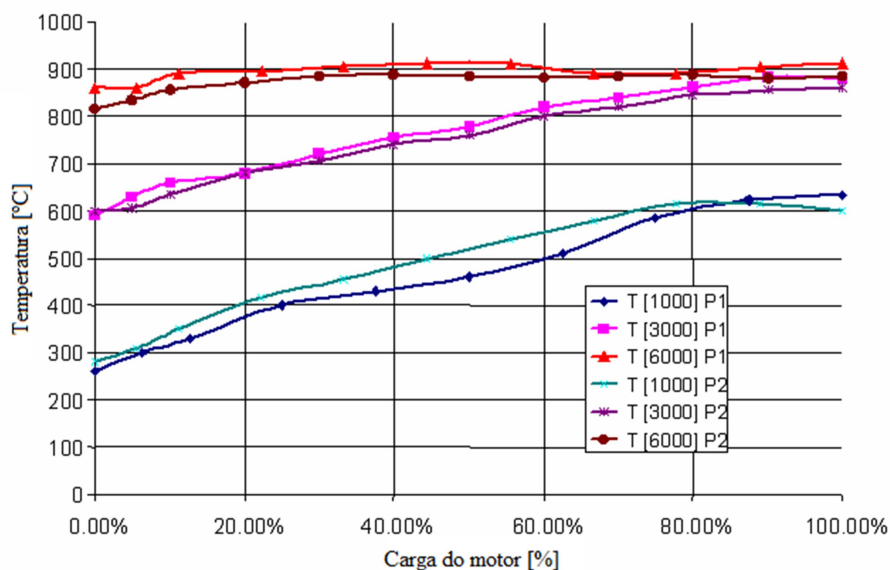


Figura 2.18 – Temperatura dos gases de escape, num MCI de ciclo Otto antes e após o catalisador, em função da carga do motor, adaptado de (LaGrandeur, 2005).

Como se pode verificar na Figura 2.18, em regimes de rotação do motor mais elevados, a carga do motor tem uma menor influência na temperatura dos gases de escape. Pode-se também verificar que as temperaturas após catalisador (P1) são ligeiramente mais elevadas para a maioria dos valores de velocidade de rotação e carga do motor.

A Figura 2.19 apresenta um gráfico de linhas isotérmicas dos gases de escape, em função da velocidade de rotação e do binário produzido por um MCI CA4GA1 com ciclo Otto e 4 cilindros.

As temperaturas apresentadas na Figura 2.19 foram medidas à saída do catalisador de 3 vias do MCI que é seguido de um sistema de recuperação de energia térmica, na qual contém um evaporador no sistema de escape.

É possível verificar que a temperatura dos gases de escape é altamente dependente do binário (carga do motor), pois mesmo com uma velocidade de rotação de 1500 rpm, são atingidas temperaturas dos gases de escape de 700 °C.

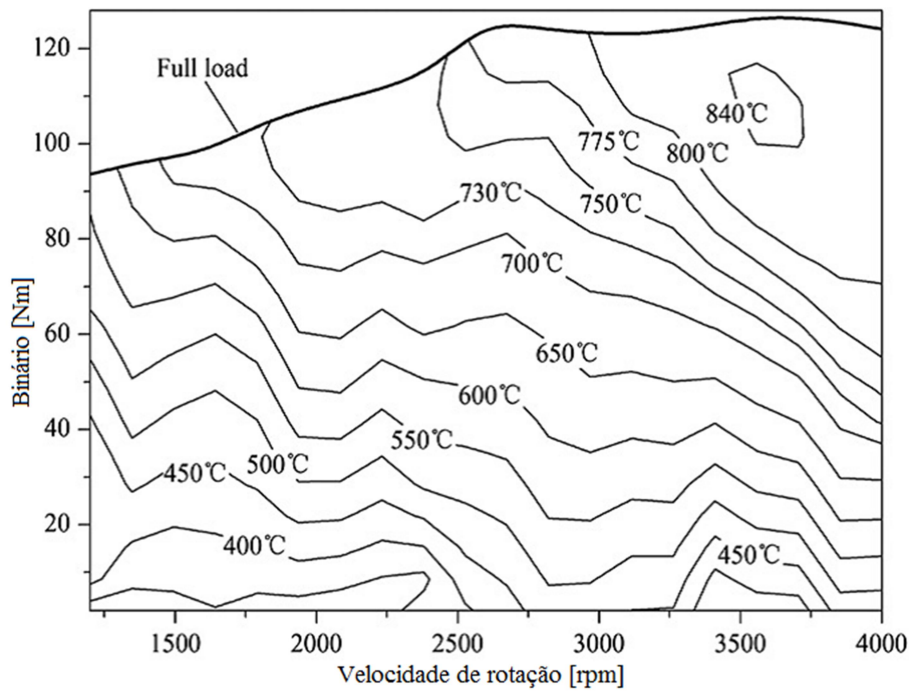


Figura 2.19 – Temperatura dos gases de escape em função do binário e velocidade de rotação do motor (Wang *et al*, 2013).

O veículo opera normalmente entre as 2000 – 4000 rpm. O teste demonstra que quando o MCI se encontra numa situação de binário entre 40 – 80 Nm, as temperaturas de gases de escape correspondentes situam-se entre 500 °C – 700 °C, estas temperaturas aumentam até 850 °C em situação de carga e velocidade de rotação máxima.

2.5.1. Efeito da temperatura no desempenho do motor

A temperatura dos gases de escape é afetada por diferentes parâmetros de funcionamento do MCI como é verificado na secção 2.5, porém a variação desta pode ter diferentes efeitos perante o desempenho do MCI.

A Figura 2.20 apresenta a temperatura dos gases de escape e a pressão máxima no interior do cilindro, em função do avanço de ignição do MCI.

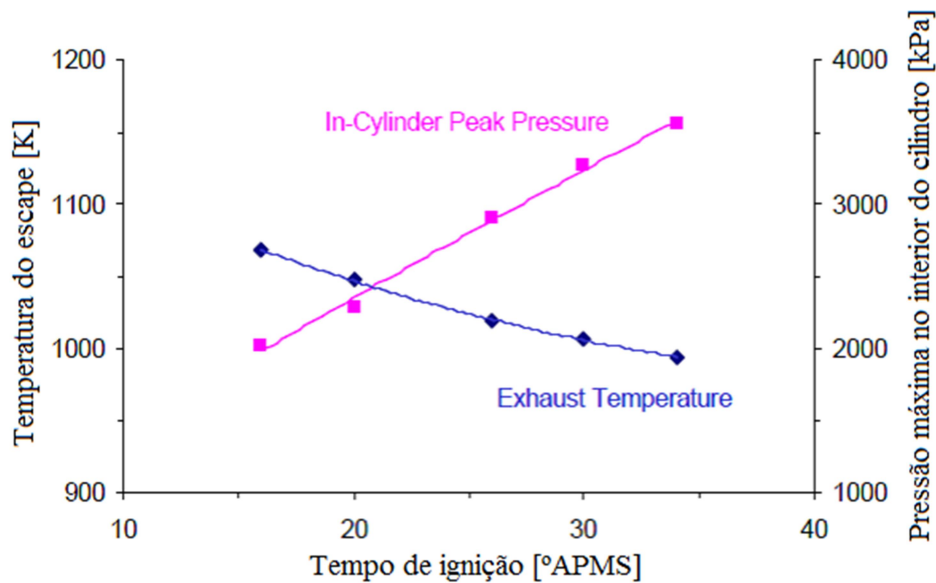


Figura 2.20 – Temperatura dos gases de escape e pressão máxima no interior do cilindro, em função do avanço de ignição do MCI, adaptado de (Tribbet *et al*, 2002).

Como se pode verificar na Figura 2.20, a pressão máxima no interior do cilindro aumenta com o avanço de ignição.

Na Figura 2.20 é visível a redução da temperatura dos gases de escape com o aumento do avanço de ignição. Isto é um ponto interessante quando se relaciona com a pressão média efetiva, que representa o trabalho produzido. A temperatura dos gases de escape representa a entalpia, pois, para gases ideais, a entalpia é uma função exclusiva da temperatura. A energia libertada pela combustão tem de entrar em trabalho de expansão senão será convertida como temperatura, entalpia, dos gases de escape. Como se verifica um aumento da pressão média efetiva nas gamas estudadas, a temperatura dos gases de escape, ou seja entalpia, devem diminuir segundo a lei de conservação de energia (Tribbet *et al*, 2002).

A Figura 2.21 apresenta a temperatura dos gases de escape e a pressão máxima no interior do cilindro, em função da relação de compressão do MCI.

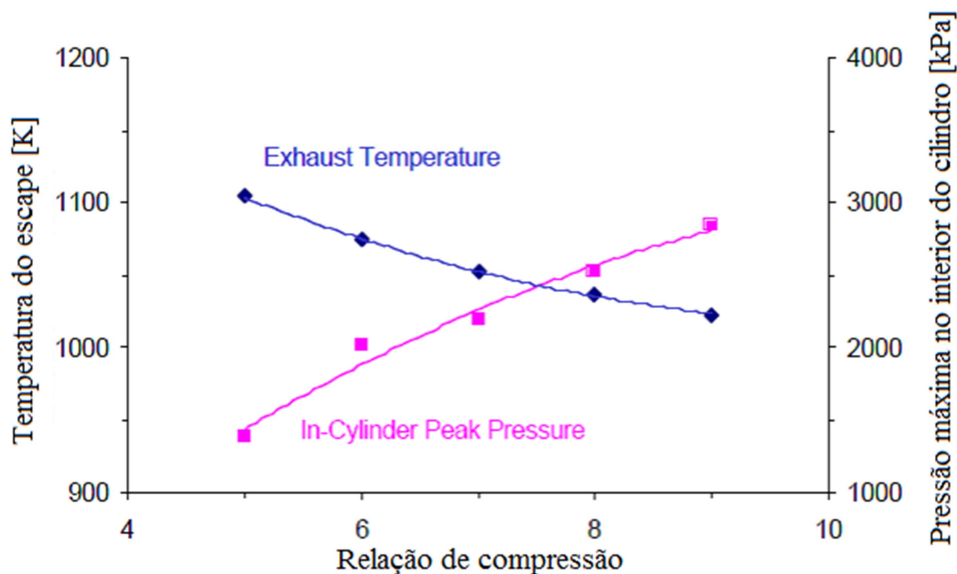


Figura 2.21 – Temperatura dos gases de escape e pressão máxima no interior do cilindro, em função da relação de compressão do MCI, adaptado de (Tribbet *et al*, 2002).

O efeito da relação de compressão do MCI, tem uma relação significativa com a temperatura dos gases de escape e pressão máxima no cilindro. A quantidade de energia libertada pelo combustível é constante e pode contribuir para trabalho efetivo no motor ou para aumentar a entalpia, ou seja, temperatura dos gases de escape, tal como se verifica na Figura 2.21. Com um aumento da relação de compressão em 80 %, o que se traduz na alteração de uma relação 5:1 para 9:1, a pressão máxima no interior do cilindro aumenta cerca de 100 % e a temperatura dos gases de escape reduz cerca de 6 – 8 % como se pode verificar pela Figura 2.21.

Com uma pressão máxima no interior do cilindro mais elevada, se não ocorrerem alterações nos parâmetros de funcionamento do MCI, a pressão média efetiva é obrigatoriamente mais elevada, pelo que se pode concluir que a relação de compressão aumenta a pressão média efetiva do MCI, tal como se pode verificar na Figura 2.22 (Tribbet *et al*, 2002).

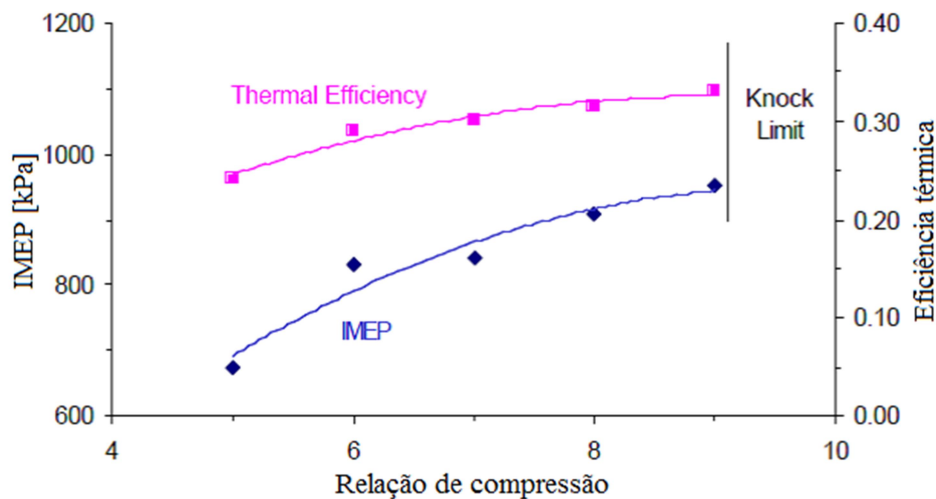


Figura 2.22 – Eficiência térmica e pressão média efetiva em função da relação de compressão, adaptado de (Tribbet *et al*, 2002).

Se maiores quantidades de energia são convertidas em trabalho, a entalpia dos gases de escape, e conseqüentemente a sua temperatura, têm que diminuir pela lei de conservação de energia. A eficiência térmica do MCI aumenta com a relação de compressão pois ocorre um melhor aproveitamento dos fluídos no interior do cilindro durante o processo de combustão, tal como se pode comprovar na Figura 2.22 na qual a eficiência térmica do MCI aumenta de 25 % para 33 % sensivelmente com o aumento da relação de compressão de 5:1 para 9:1 (Tribbet *et al*, 2002).

É interessante de denotar que a pressão máxima no cilindro ocorre em relações de compressão mais elevadas do que a pressão média efetiva. A relação superfície-volume é superior com relações de compressão maiores. A energia dissipada em forma de calor é mais elevada pelo que é especulada que a pressão máxima tenha uma duração menor, resultando assim numa pressão média efetiva menor.

3. Modelação computacional do MCI em Lotus Engine Simulation (LES)

As simulações tiveram como ponto de partida um modelo computacional do MCI em LES implementado em (Pereira, 2011), o modelo foi simplificado para as simulações serem mais rápidas e com maior convergência de resultados.

Porém, os valores de desempenho do MCI têm de se manter fiéis ao modelo original pelo que foram alterados alguns parâmetros tal como os apresentados de seguida.

3.1. Parâmetros/Componentes definidos em (Pereira, 2011)

Na presente secção é feita uma breve descrição dos parâmetros e componentes que se mantiveram tal como em (Pereira, 2011), a descrição mais detalhada dos parâmetros podem ser consultados em (Pereira, 2011).

Condições de teste – definição das velocidades de rotação e das condições de simulação, de acordo com as condições de teste do veículo (VTC) previamente definidos. Todos os testes realizados correspondem a condições de operação estequiométrica ($\lambda = 1$), sendo a pressão e temperatura de admissão definidas pela norma DIN 70020.

Combustível e sistema de combustível – para a realização das simulações em LES, o combustível escolhido foi gasolina, com as propriedades físicas e químicas definidas por defeito no LES. O sistema de combustível selecionado foi injeção indireta multiponto.

Portas de admissão e escape – a caracterização das portas de admissão e escape é feita através do recurso aos coeficientes de descarga em função da relação curso/diâmetro da garganta da válvula, valores medidos em banco de fluxo.

Cilindros – o motor é constituído por um bloco de 4 cilindros em linha com um volume varrido unitário de 498,5 cm³ sendo o volume varrido total de 1994 cm³ com uma sequência de ignição 1-3-4-2.

Máxima libertação de calor e duração da combustão – a máxima libertação de calor ocorre a 10° após o ponto morto superior (ATDC), valor na qual corresponde à obtenção do binário máximo (MBT), que ocorre devido ao avanço de ignição (Heywood, 1988). A duração da combustão é definida em graus de cambota, na qual correspondem à queima de 10 % a 90 % da fração mássica de mistura.

Combustão e modelo de combustão – para simulação dos VTC foi considerado um rendimento de combustão de 97 % (Pereira, 2011). O modelo de combustão é definido através de uma função *Single Wiebe* e o perfil de calor na combustão utiliza os coeficientes predefinidos no LES, tal como foi definido em (Pereira, 2011).

Modelo de transferência de calor – O modelo de transferência de calor utilizado foi *Annand* com ajuste dos coeficientes (Pereira, 2011). Para a definição correta destes coeficientes foram introduzidos valores relativos à área das paredes do cilindro, temperatura das paredes e coeficientes de transferência de calor entre o gás e as superfícies dos cilindros e câmara de combustão do MCI em análise.

As secções seguintes apresentam uma descrição detalhada dos parâmetros/componentes que foram modelados para criar um modelo de referência equivalente ao implementado em (Pereira, 2011), tornando-se assim um modelo simplificado o que leva a uma maior convergência de resultados permitindo ainda assim, estudar a influência dos parâmetros/componentes em análise no desempenho do MCI.

3.2. Sistema de admissão

O sistema de admissão modelado em (Pereira, 2011) é constituído por várias condutas e elementos de modo a recriar o comportamento do sistema de admissão no motor do veículo em análise. Por questões de convergência de resultados e capacidade de cálculo, são efetuadas algumas simplificações relativamente à modelação do MCI original criado por (Pereira, 2011), (LES_1234_1f-v5).

Tubo secundário – o tubo secundário tem como função ligar a câmara de *plenum* ao ar da atmosfera. É definido no LES por elementos “*Pipe*” através de uma conduta com o comprimento de 360 mm e diâmetro interno de 77 mm. Foram executadas aproximações uma vez que o tubo secundário real possui diversas variações de secção e uma curvatura de 45° (Pereira, 2011).

Câmara de plenum – a câmara de *plenum* é representada através do elemento “*Plenum*” onde são introduzidos o volume total da câmara e a área da superfície interna da mesma.

Através de medições experimentais e cálculos efetuados por (Pereira, 2011) foram determinados estes dois parâmetros e introduzidos no menu conforme apresentado na Figura 3.1. Nos parâmetros temperatura da superfície e coeficiente de transferência de calor foram mantidos os valores por defeito no LES.

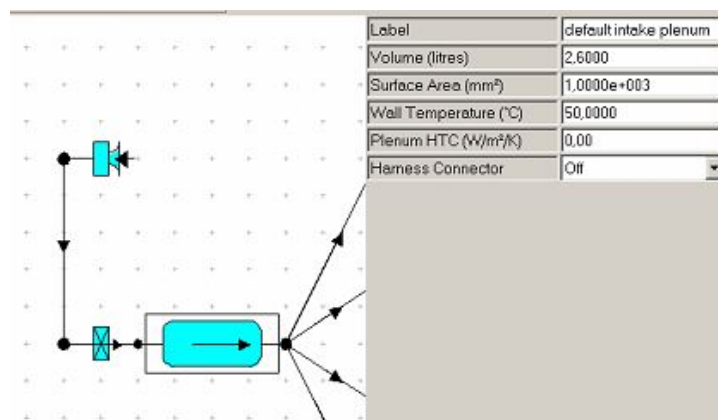


Figura 3.1 – Câmara de *plenum* introduzida no modelo LES.

Tubos primários – os quatro tubos primários foram definidos de igual forma, com um comprimento total de 350 mm e diâmetro interno de 38 mm. Cada tubo primário foi dividido em três tubos retos conforme Figura 3.2, sendo as curvas existentes na realidade, desprezadas.

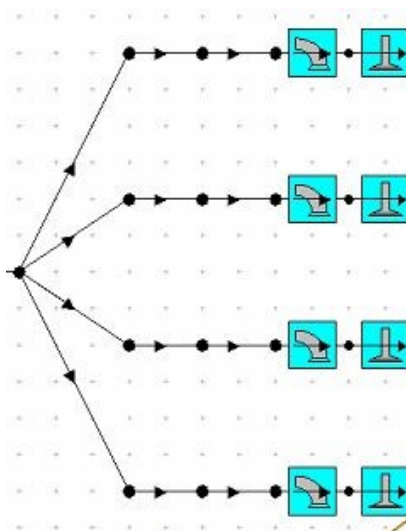


Figura 3.2 – Tubos primários introduzidos no modelo LES.

3.3. Sistema de escape

As condutas do sistema de escape possuem a configuração 4-2-1 com iguais comprimentos e diâmetros dos tubos primários para todos os cilindros.

O sistema de escape é definido no LES por várias secções como se pode verificar na Figura 3.3.

A secção A representa a conduta de escape na cabeça do motor, ou seja, inicia-se na garganta da válvula e termina no exterior da cabeça, enquanto as secções restantes pertencem ao coletor de escape.

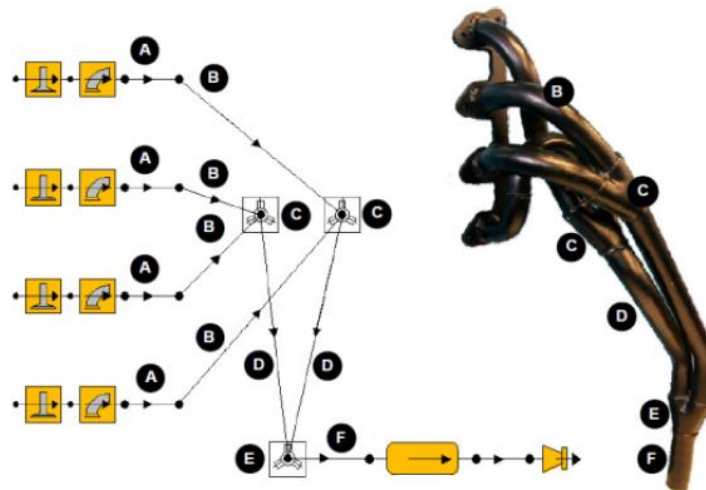


Figura 3.3 - Correspondência entre a representação gráfica do coletor de escape no LES e o modelo real (Pereira, 2011).

A Tabela 3.1 apresenta a caracterização geométrica e outras propriedades dos tubos de escape. São apresentados diversos parâmetros como o comprimento, espessura das paredes, materiais de construção, fluido de refrigeração.

Tabela 3.1 – Características do coletor de escape do MCI.

Secção do sistema de escape	Comprimento [mm]	Espessura [mm]	Material	Refrigeração
A	75	5	Ferro fundido	Líquido
B	360	2	Ferro fundido	Ar
D	565	2	Ferro fundido	Ar
F	360	2	Ferro fundido	Ar

As uniões dos tubos primários com os tubos secundários, e dos tubos secundários com o tubo terciário são realizadas com recurso à união designada *pressure-loss junctions*. Este tipo de união permite definir a posição angular em relação a um ponto. A Figura 3.4 apresenta a caracterização da união entre os tubos primários (Pipe 12 e Pipe 13) e secundário (Pipe 9) na qual os ângulos definidos correspondem aos valores existentes no coletor de escape real.

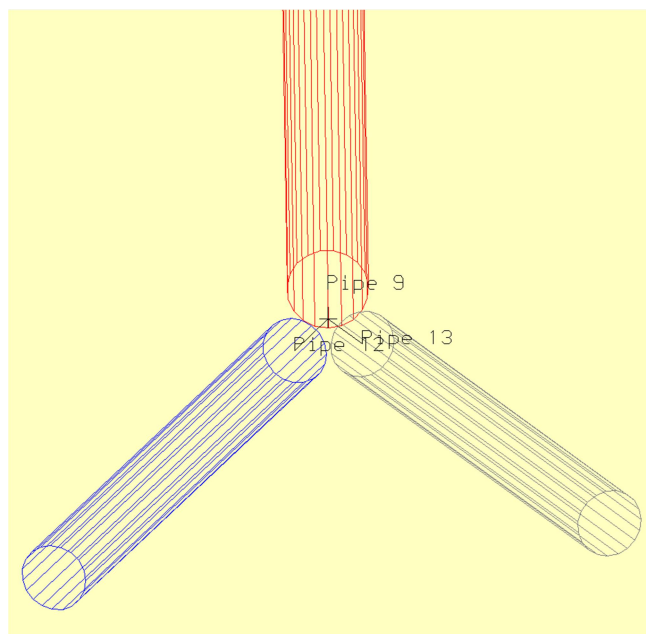


Figura 3.4 – Ângulo entre tubos primários e tubo secundário do coletor de escape.

3.4. Modelo de atrito

Os valores de atrito existente nos componentes móveis do motor foram estimados com a utilização da ferramenta *Friction Estimator* do LES.

Esta ferramenta, permite a introdução dos dados e características do motor, tais como, viscosidade do óleo, dimensões de chumaceiras de cambota e árvore de cames, curso e diâmetro do cilindro, forma de acionamento das válvulas, entre outros, permitindo assim, com o acesso a diversos modelos de iteração, estimar quais são as perdas por atrito em função de condições de funcionamento do motor.

Na Figura 3.5 é apresentada a janela de configuração do modelo de fricção para o MCI. São introduzidos os parâmetros e características referidas anteriormente, e o modelo de iteração de cálculo da fricção foi *Sandoval e Heywood* em (Lotus Engine Simulation, Online Help, 2007).

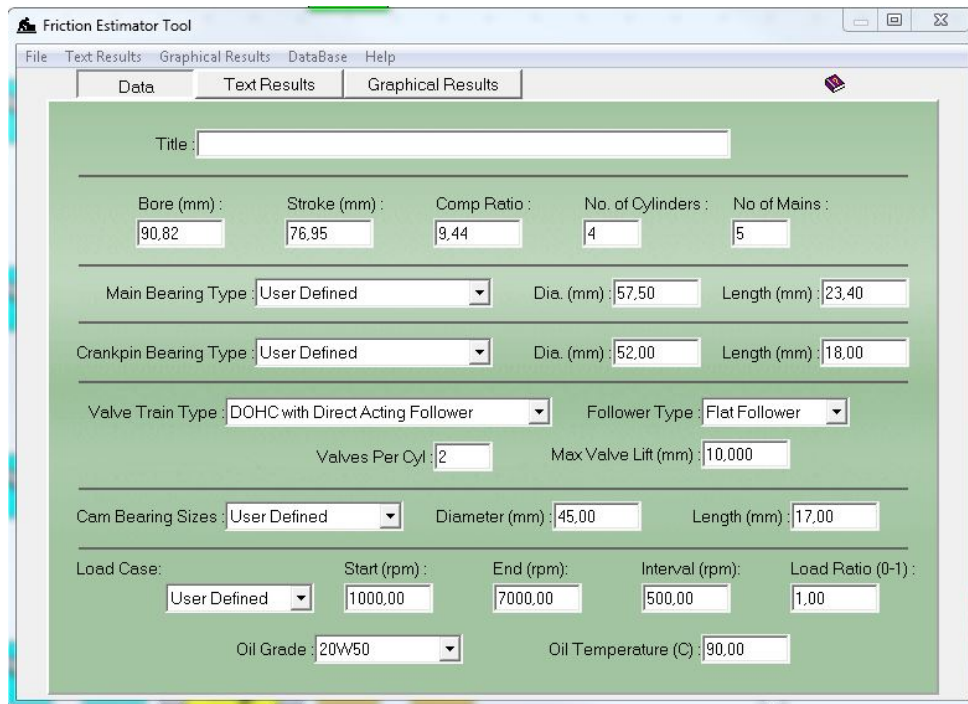


Figura 3.5 – Janela de visualização do Lotus Friction Estimator Tool.

De acordo com a informação obtida, o modelo de *Sandoval* e *Heywood* caracteriza as perdas por atrito num MCI-SI, de forma completa, pelo que foi o modelo utilizado nas simulações.

3.5. Validação do modelo de referência

A validação do modelo computacional do MCI inserido no LES compara os valores de binário obtidos experimentalmente em banco de ensaio de e os valores obtidos na simulação computacional. Uma vez que o modelo de simulação computacional original do MCI, “Sierra_EFI” criado em (Pereira, 2011), possui uma definição complexa do sistema de admissão, sendo a sua calibração feita com recurso aos dados experimentais obtidos, foi necessária introduzir algumas simplificações.

Com as simplificações introduzidas no modelo original, foi criado um modelo computacional denominado de “Sierra_Simple” na qual o sistema de admissão é simplificado. Na Figura 3.6 é apresentada a comparação do valor de binário entre o modelo

computacional original “Sierra_EFI”, o modelo computacional simplificado “Sierra_Simple” e os valores obtidos experimentalmente “Sierra_EXP”.

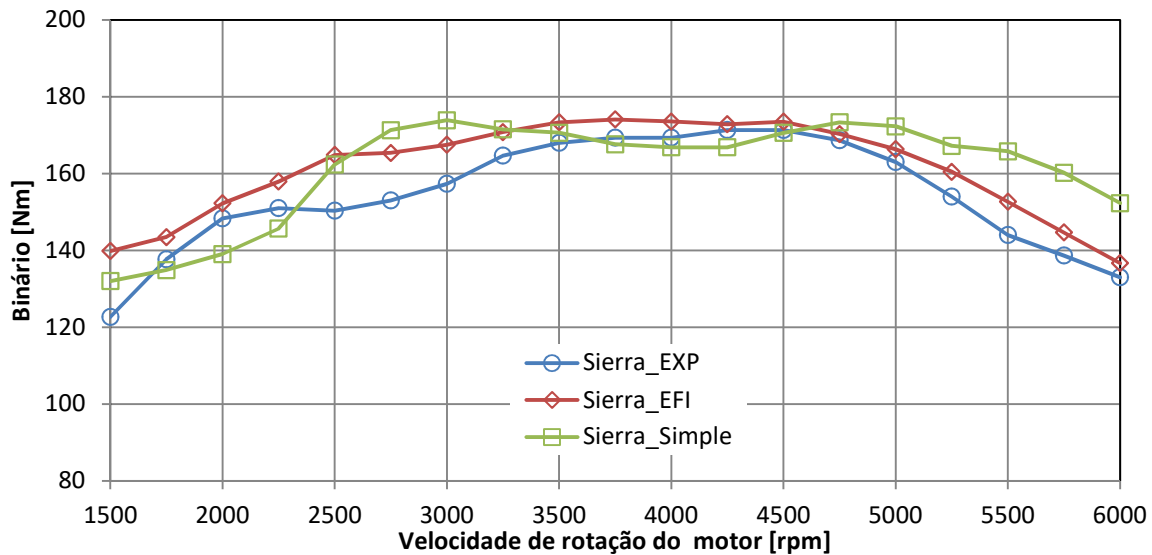


Figura 3.6 - Comparação entre valores de modelos computacionais e experimental.

Como se pode verificar pela Figura 3.6, comparativamente com os valores obtidos experimentalmente, ocorre uma maior diferença de valores de binário para velocidades de rotação elevadas, com o modelo simplificado “Sierra_Simple”. Todavia, com a exceção dos dois pontos de regime de rotação mais elevados, não ocorrem diferenças superiores a 10 % no modelo simplificado “Sierra_Simple” pelo que este foi considerado como ponto de partida, visto que os pontos de velocidade de rotação com maior erro são de menor relevância para a aplicação em estudo, que se trata de aplicar as alterações no sistema de escape de forma a albergar o sistema de recuperação de energia térmica e verificar os diferentes efeitos introduzidos no desempenho do MCI.

3.6. Modelação do sistema de recuperação de energia térmica

O modelo do MCI simplificado em LES, “LES_Simple”, foi alterado de forma a permitir introduzir um conjunto de componentes com o propósito a simular a inclusão do evaporador do sistema de recuperação de energia através do ciclo de Rankine.

O modelo do evaporador real em estudo é apresentado na Figura 3.7.

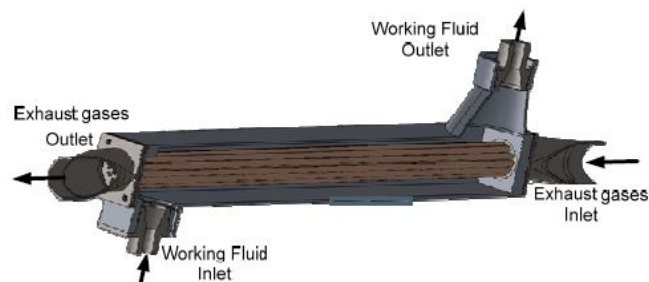


Figura 3.7 – Modelo do evaporador real em estudo, adaptado de (Lopes, 2013).

Como se pode verificar na Figura 3.7, os gases de escape têm um fluxo contrário ao do fluido de trabalho do sistema de ciclo de Rankine, sendo por isso um permutador de calor ar-fluido em contracorrente, sendo que no caso em teste, o fluido de trabalho pode ser água, etanol ou R245fa.

O evaporador representado em LES foi introduzido através do elemento “*Pipe bundle*” na qual são definidos um conjunto de parâmetros como o diâmetro, comprimento, espessura, coeficiente de transferência de calor, entre outros para um determinado número de tubos também definido.

A Tabela 3.2 apresenta as propriedades geométricas do evaporador modelado para serem introduzidas em LES.

Com as propriedades apresentadas na Tabela 3.2 cada tubo tem uma área superficial de $0,013572 \text{ m}^2$ o que com o total de 76 tubos equivale a uma área superficial total de $1,0315 \text{ m}^2$.

Tabela 3.2 – Propriedades geométricas do evaporador em LES, (Lopes, 2013).

Nº de tubos	76
Diâmetro [mm]	6
Comprimento [mm]	720
Espessura [mm]	0,5

Em adição ao evaporador, foram inseridos vários tubos de escape de modo a simular a situação experimental existente durante os ensaios realizados. A Figura 3.8 apresenta parte do modelo LES com o sistema de recuperação de energia térmica implementado.

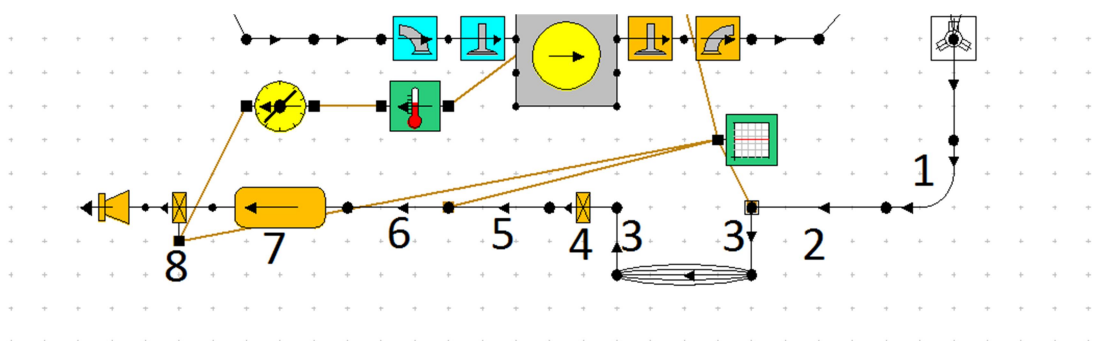


Figura 3.8 - Modelo LES com sistema de recuperação de energia térmica implementado.

Como se pode verificar na Figura 3.8 o sistema de escape foi alterado de modo a permitir a implementação do evaporador e simular de forma semelhante à situação experimental executada.

Tabela 3.3 - Parâmetro do sistema de escape introduzidos para implementação do sistema de recuperação de energia.

Elemento	Diâmetro inicial [mm]	Diâmetro final [mm]	Comprimento [mm]
1	44	48	200
2	48	48	700
3	48	58	200
5	48	48	100
6	48	48	1500

Os elementos apresentados na Tabela 3.3 são referentes à Figura 3.8 de forma a poderem ser identificados.

Relativamente ao elemento 4, trata-se de uma válvula de escape que tem como função principal criar um valor de perda de carga adequado para com os valores obtidos experimentalmente, na qual foi definido como uma “*slide valve*”, ou seja uma válvula de guilhotina que tem o diâmetro de 48 mm quando se encontra 100 % aberta.

O elemento 7 trata-se de um elemento “*plenum*” que tem como função simular o volume dos silenciadores existentes no sistema de escape do motor, tem um volume de 15,04 litros, medidos experimentalmente.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

4. Apresentação e discussão de resultados

O presente capítulo é dedicado à apresentação e discussão de resultados. As diferentes simulações da implementação do sistema de recuperação de energia térmica são apresentadas nas secções seguintes de modo a compreender o efeito das características do evaporador no desempenho do MCI.

4.1. Efeito da perda de carga no desempenho do MCI

No que respeita à aplicação do sistema de recuperação de energia, a perda de carga dos gases de escape, tal como apresentado na revisão bibliográfica (secção 2.3.1), é um dos fatores com maior relevância no desempenho do MCI.

De forma a simular corretamente a introdução do sistema de recuperação de energia térmica no desempenho do MCI, foi necessário utilizar uma válvula (indicada como elemento 4 na Figura 3.8, secção 3.6), para controlar a perda de carga do evaporador, pois sem esta, a perda de carga teria valores praticamente desprezíveis, devido à limitação da implementação do desenho do evaporador no *software* LES.

O parâmetro hA (h - coeficiente de transferência de calor por convecção, A – área de permuta) foi definido para a gama de valores no intervalo de 100 a 500 W/K com incrementos de 100 W/K, esta gama corresponde a valores obtidos experimentalmente para o evaporador protótipo em estudo.

A perda de carga foi definida pelo mesmo método e foram definidos valores no intervalo de 20 até 50 mbar, com incrementos de 10 mbar.

Os valores encontrados em simulação do LES mais próximos dos valores predefinidos foram os utilizados para comparação de resultados.

A Tabela 4.1 apresenta a perda de carga no evaporador em LES em função do parâmetro $h \cdot A$ e da porcentagem de abertura da válvula.

Tabela 4.1 – Perda de carga dos gases de escape em função da posição da válvula de escape e para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$.

Abertura da Válvula [%]	$h \cdot A$ [W/K]				
	100	200	300	400	500
	Perda de carga através da válvula [mbar]				
100	18,38	20,46	16,53	15,70	14,98
75	20,62	22,23	18,43	17,40	16,75
70	22,56	23,60	20,01	18,95	18,15
68	-	-	-	19,65	-
66	-	-	-	-	19,79
60	29,89	29,67	25,91	24,54	23,86
55	39,50	-	31,26	29,71	28,94
53	39,60	37,82	34,15	32,37	31,66
52	41,42	39,43	-	-	-
50	45,64	42,97	39,38	37,51	36,80
48	50,57	-	-	41,74	40,83
47	53,45	50,00	46,16	44,21	43,27
45	60,00	55,93	51,91	49,89	48,58
40	82,29	76,26	71,71	69,25	67,40
30	185,39	169,95	163,48	159,70	156,60

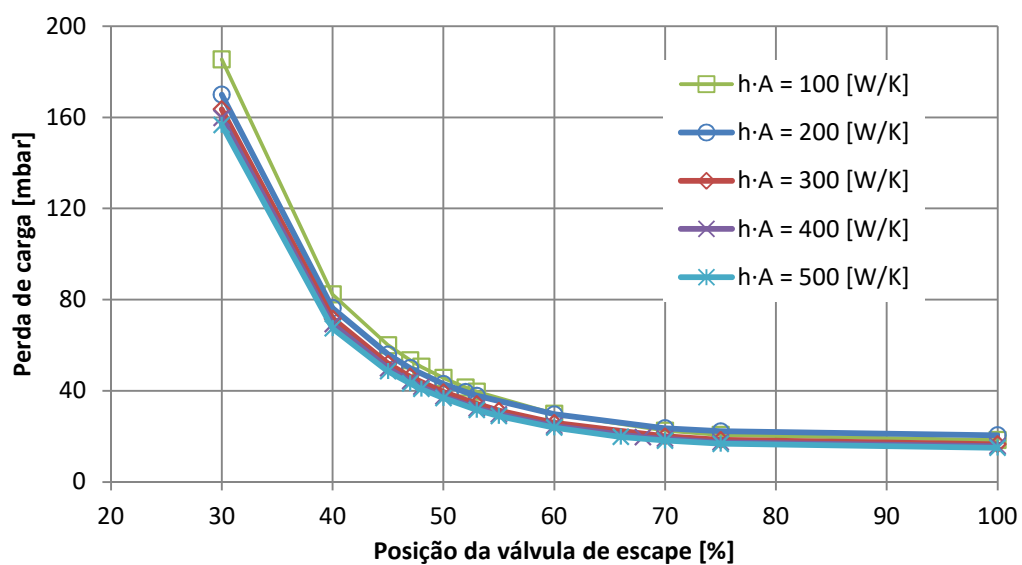


Figura 4.1 – Perda de carga em função da abertura da válvula de escape para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$.

A Tabela 4.1 permite verificar que a variação da perda de carga no sistema de escape, em função da posição da válvula inserida no LES, tornando-se possível obter valores de perda de carga aproximados aos obtidos em ensaios experimentais.

Na Figura 4.1 é possível verificar que na maioria das situações, ocorre uma diminuição de perda de carga com o aumento do parâmetro. Através da válvula inserida, após o evaporador (Elemento 4 na Tabela 3.3, secção 3.6) é possível obter pontos de comparação de parâmetros de desempenho do MCI tais como: binário e consumo específico de combustível.

Inicialmente condições de operação estudadas foram definidos para uma velocidade de rotação do motor constante, $N = 3000$ rpm, com a perda de carga a variar no intervalo de 20 mbar a 50 mbar, em intervalos de 10 mbar, pois situam-se em pontos de operação similares aos obtidos em situações experimentais, com este permutador de calor.

A Tabela 4.2 apresenta o binário do motor em função da perda de carga existente no evaporador, para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).

Tabela 4.2 – Binário do motor em função da perda de carga existente no evaporador, para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).

	$h \cdot A$ [W/K]				
	100	200	300	400	500
Perda de carga [mbar]	Binário do motor [Nm]				
20	175,2	176,2	176,3	176,4	176,4
30	175,1	175,9	176,0	176,1	176,1
40	176,0	175,6	175,7	175,7	175,7
50	174,6	175,3	175,3	175,4	175,5

Como se pode verificar pela Figura 4.2, o binário do motor aumenta com o parâmetro $h \cdot A$, porém este aumento é inferior a 1 % para qualquer situação de perda de carga simulada. O aumento é mais acentuado quando o parâmetro $h \cdot A$ aumenta de 100 para 200 W/K. Os restantes valores do parâmetro $h \cdot A$, ocorre um aumento praticamente desprezível, sendo

apenas demonstrativo que num MCI, o maior aproveitamento de calor dos gases de escape pode proporcionar um melhor desempenho.

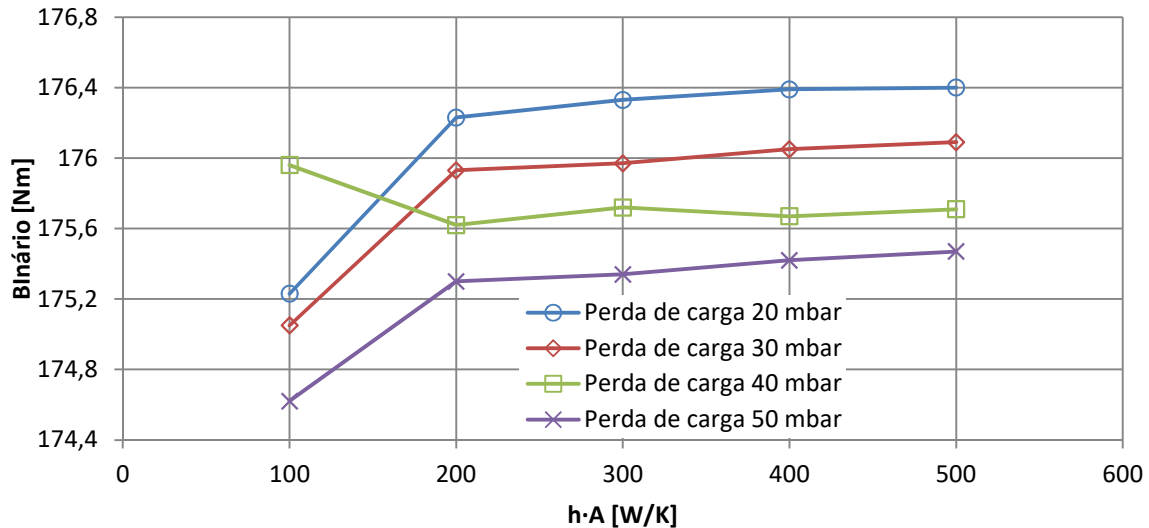


Figura 4.2 – Binário do motor em função do parâmetro $h \cdot A$ para diferentes valores da perda de carga existente no evaporador. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).

A Tabela 4.3 apresenta o consumo específico do motor em função da perda de carga existente no evaporador, para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).

Tabela 4.3 - Consumo específico do motor em função da perda de carga existente no evaporador, para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).

	$h \cdot A$ [W/K]				
	100	200	300	400	500
Perda de carga [mbar]	Consumo específico [g/kWh]				
20	249,4	249,2	249,2	249,2	249,2
30	249,5	249,4	249,4	249,3	249,3
40	249,4	249,5	249,5	249,6	249,5
50	249,6	249,7	249,8	249,7	249,7

Como se pode verificar na Tabela 4.3, a variação do consumo específico é reduzida, a variação máxima observada para as diferentes simulações efetuadas é de cerca 0,2 %, porém, tal como seria de esperar, apresenta uma tendência inversa à do binário do motor,

ou seja, com o aumento do parâmetro $h \cdot A$, o consumo específico diminui. Isto indica que do ponto de vista do desempenho, o aumento do parâmetro $h \cdot A$, isto é, melhoria da capacidade de transferência do permutador de calor (evaporador) favorece o desempenho do MCI: o binário aumenta e o consumo específico de combustível diminui. Quanto ao efeito da perda de carga no evaporador, o consumo específico do motor tem tendência a aumentar, com o aumento da perda de carga, todavia o efeito é praticamente desprezível, sendo um aumento inferior a 0,3 % independentemente da situação analisada, sendo esta tendência inversa à apresentada pelos autores como Wang *et al.* (2013) e Battista *et al.* (2015).

A temperatura dos gases de escape é também um parâmetro afetado pela perda de carga dos gases de escape, pelo que foi também analisado o efeito da perda de carga com a variação do parâmetro $h \cdot A$ na temperatura à entrada e saída do evaporador.

Na Tabela 4.4 é possível verificar a temperatura dos gases de escape à entrada do evaporador, em função da perda de carga existente no evaporador para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).

Tabela 4.4 – Temperatura dos gases de escape à entrada do evaporador, em função da perda de carga existente no evaporador para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).

	$h \cdot A$ [W/K]				
	100	200	300	400	500
Perda de carga [mbar]	Temperatura à entrada do evaporador [K]				
20	1002,2	1002,1	1002,9	1003,4	1003,7
30	1001,7	1003,0	1002,5	1002,9	1003,4
40	1001,5	1002,8	1002,3	1002,9	1002,9
50	1001,1	1002,6	1002,0	1002,7	1002,3

Como se pode verificar na Tabela 4.4, a temperatura dos gases de escape à entrada do evaporador tem uma variação diminuta com a alteração da perda de carga e do parâmetro $h \cdot A$, sendo que reduz com o aumento da perda de carga, porém, tende a aumentar com o parâmetro $h \cdot A$ de forma muito ligeira, sendo por isso, desprezível a sua variação. Pelo contrário, a temperatura dos gases de escape à saída do evaporador apresentada na Tabela 4.5 tem variações significativas.

A Tabela 4.5 apresenta a temperatura dos gases de escape à saída do evaporador, em função da perda de carga existente no evaporador para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).

Tabela 4.5 – Temperatura dos gases de escape à saída do evaporador, em função da perda de carga existente no evaporador para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).

	$h \cdot A$ [W/K]				
	100	200	300	400	500
Perda de carga [mbar]	Temperatura à saída do evaporador [K]				
20	665,7	604,5	579,8	566,0	557,4
30	665,7	604,9	579,9	566,0	557,4
40	665,9	605,2	579,9	566,1	557,4
50	666,0	605,3	579,8	566,2	557,3

Como se pode verificar na Tabela 4.5, a perda de carga resulta numa variação mínima da temperatura à saída do evaporador, tal como à entrada do mesmo, porém parâmetro $h \cdot A$ influencia significativamente a temperatura dos gases de escape à saída do evaporador. Quando o valor do parâmetro $h \cdot A$ aumenta, ocorre um maior aproveitamento de energia térmica existente nos gases de escape, fazendo com que estes saiam do evaporador a temperaturas inferiores. Para $h \cdot A = 500$ W/K, a temperatura de saída é cerca de 557 K enquanto com o valor do parâmetro $h \cdot A = 100$ W/K a temperatura de saída é cerca de 665 K, ou seja ocorre um aumento de 108 K com esta alteração. Para que ocorra esta variação do coeficiente de transferência de calor é necessário na prática a aplicação de um evaporador com maior área de contacto ou um desenho mais eficiente, para que ocorra maior aproveitamento do calor disponível nos gases de escape e assim aumentar o valor do parâmetro $h \cdot A$.

Os resultados apresentados na Tabela 4.4 e a Tabela 4.5 permitem determinar a potência térmica do evaporador, que é obtida pela equação:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g * C_p * (T_{g_{in}} - T_{g_{out}}) \quad (4.1)$$

O caudal mássico dos gases de escape foi calculado através do LES.

A Tabela 4.6 apresenta a potência térmica recuperada no evaporador, em função da perda de carga existente no evaporador para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT)

Tabela 4.6 – Potência térmica recuperada no evaporador, em função da perda de carga existente no evaporador para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).

	$h \cdot A$ [W/K]				
	100	200	300	400	500
Perda de carga [mbar]	Potência térmica do evaporador [kW]				
20	25,4	30,2	32,1	33,2	33,9
30	25,4	30,2	32,0	33,1	33,8
40	25,3	30,1	32,0	33,1	33,8
50	25,3	30,0	32,0	33,1	33,7

Na Tabela 4.6 é possível verificar que a potência térmica recuperada no evaporador aumenta consideravelmente com o aumento do parâmetro $h \cdot A$.

A Figura 4.3 apresenta a potência térmica recuperada, em função do parâmetro $h \cdot A$, para diferentes valores de perda de carga existente no evaporador. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).

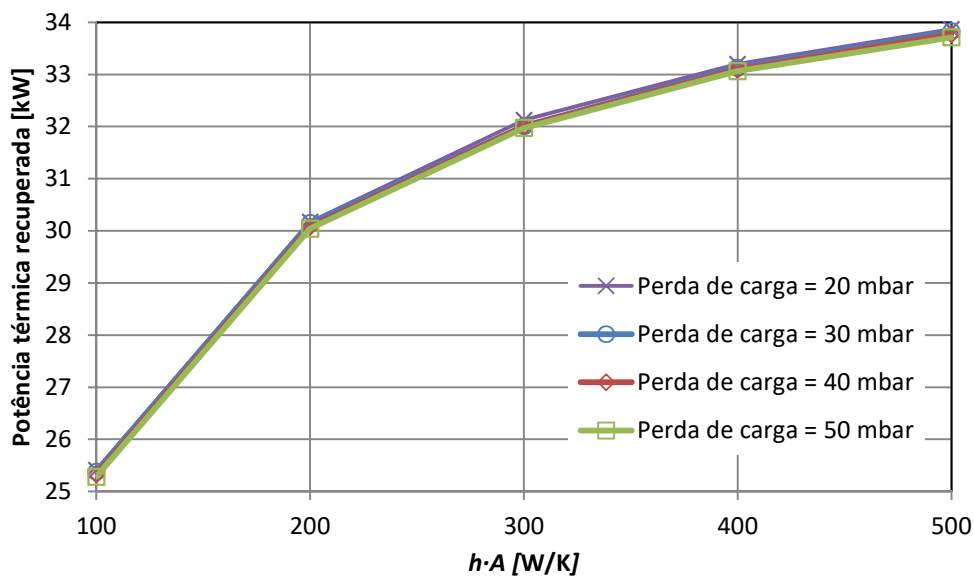


Figura 4.3 – Potência térmica recuperada, em função do parâmetro $h \cdot A$, para diferentes valores de perda de carga existente no evaporador. $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT).

Como se pode verificar na Figura 4.3 a potência térmica recuperada pelo evaporador aumenta de forma não linear com o parâmetro $h \cdot A$, porém ocorre um aumento de cerca 9 kW de energia térmica recuperada para $h \cdot A = 500$ W/K comparativamente com um evaporador com $h \cdot A = 100$ W/K.

4.2. Estudo do efeito da posição da borboleta de admissão no desempenho do MCI para diferentes condições de carga.

Os resultados apresentados e discutidos na secção anterior foram obtidos para $N = 3000$ rpm e carga máxima (WOT). Nesta secção é estudado o desempenho do MCI para diferentes condições de carga.

Para comparação relativa dos resultados obtidos, foi modelado, em LES, uma situação na qual os elementos de simulação do evaporador, eram substituídos por um tubo simples, com o diâmetro do restante tubo terciário do sistema de escape, sendo, deste modo, possível comparar o efeito da introdução sistema de recuperação de energia térmica dos gases de escape, no desempenho do motor perante uma situação da carga do MCI, este modelo foi denominado “PreWHR”.

O binário e consumo específico de combustível obtidos, a partir do modelo “PreWHR”, em função da velocidade de rotação do motor, para diferentes valores da borboleta de admissão são apresentados na Figura 4.4 e Figura 4.5, respetivamente.

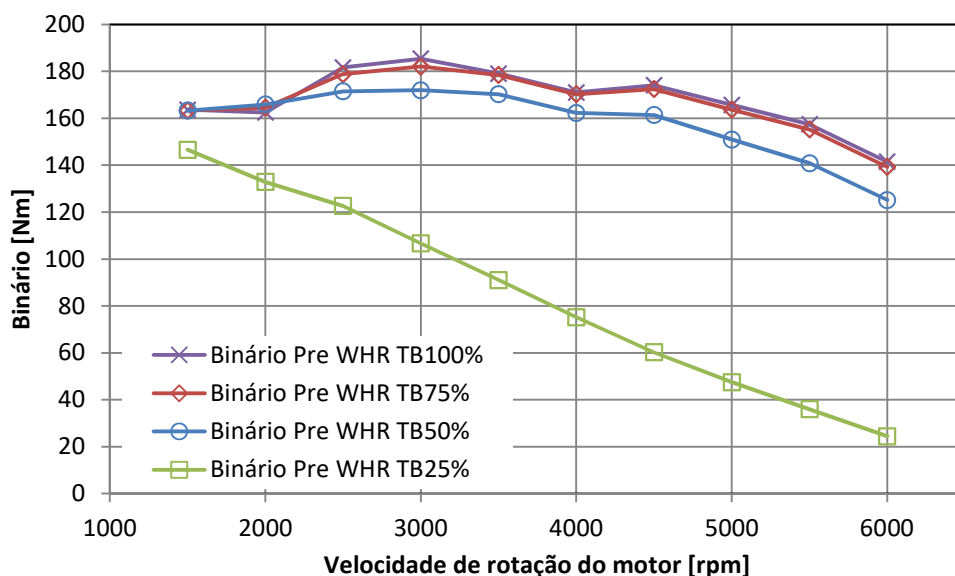


Figura 4.4 – Binário do motor em função da velocidade de rotação, para diferentes posições da borboleta do acelerador, utilizando o modelo “PreWHR”.

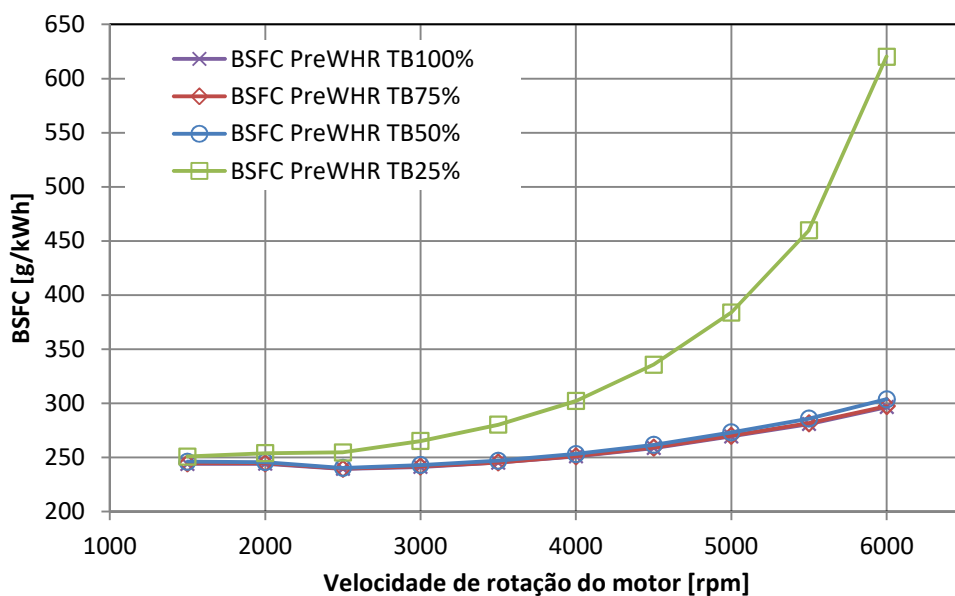


Figura 4.5 – Consumo específico de combustível do MCI em função da velocidade de rotação, para diferentes posições da borboleta do acelerador, utilizando o modelo “PreWHR”.

Como se pode verificar na Figura 4.4, a posição da borboleta de admissão tem uma influência no binário do MCI. Quando a posição da borboleta se encontra a 25 % de abertura, na qual corresponde a simulação “PreWHR TB25%”, é possível verificar que com o aumento da velocidade de rotação, ocorre uma diminuição gradual no binário. Por outro lado, na Figura 4.5 mostra que o consumo específico de combustível aumenta de

forma quadrática com a velocidade de rotação. Para uma posição de abertura de 50 %, na qual corresponde a simulação “PreWHR TB50%”, o desempenho do motor torna-se ligeiramente inferior, cerca de 4 %, relativamente à simulação “PreWHR TB100%, na qual é atingido o binário máximo do MCI.

O consumo específico mínimo é atingido para uma abertura de válvula máxima, obtido na simulação “PreWHR TB100%” na qual, a velocidade de rotação na qual este é obtido, é similar à velocidade de rotação que o binário é máximo.

Foram efetuadas uma série de simulações com a válvula de escape, ajustada de forma obter valor de perda de carga no evaporador, controlado em cerca 20 mbar a uma velocidade de rotação, $N = 3000$ rpm, conforme os valores previamente apresentados na Tabela 4.1, sendo com isso, utilizada essa posição da válvula para todas as velocidades de rotação do MCI.

A Figura 4.6 apresenta a diferença de binário percentual, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 25 % (TB25%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para uma contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm, no intervalo de $N = 1500$ rpm a $N = 6000$ rpm.

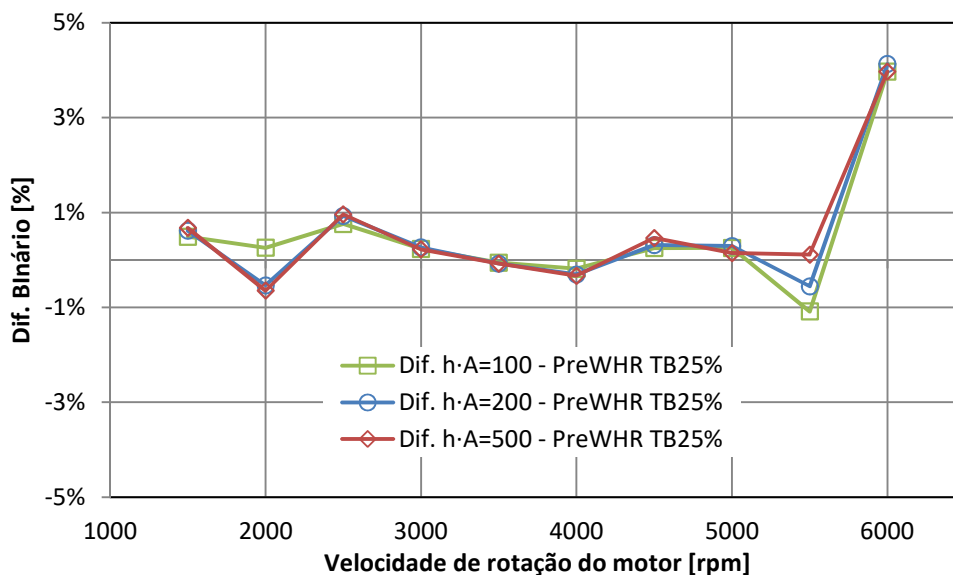


Figura 4.6 – Diferença de binário percentual, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 25 % (TB25%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.

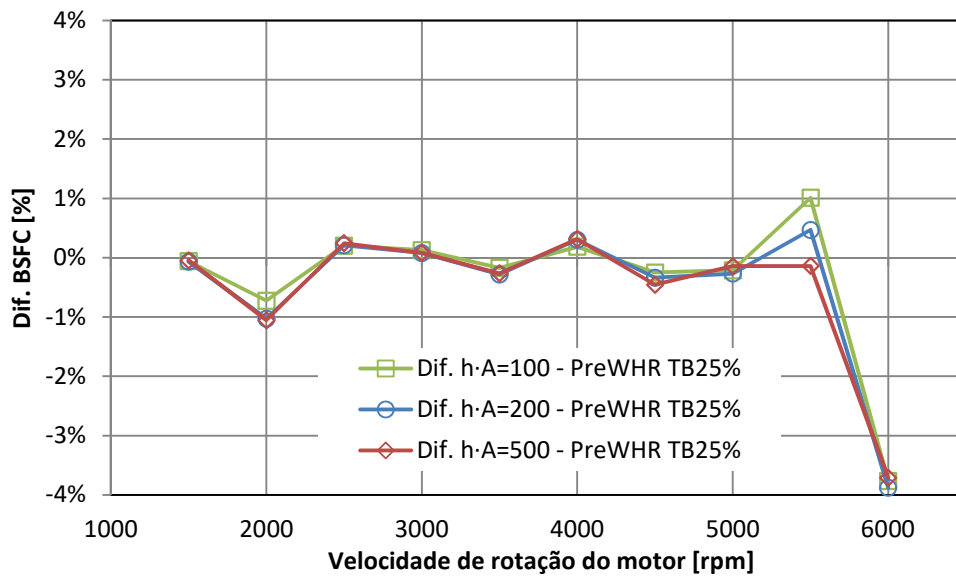


Figura 4.7 – Diferença de consumo específico percentual, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 25 % (TB25%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.

A Figura 4.6 permite verificar que o binário se mantém numa variação de cerca 1 % relativamente ao modelo “PreWHR”, isto é, o modelo sem permutador de calor.

Para $N = 2000$ rpm e $N = 5500$ rpm verifica-se uma redução de binário de cerca 1 %, sendo que para $N = 6000$ rpm se verifica um aumento de cerca 4 %.

O consumo específico do MCI, obtido a partir desta simulação, possível de observar na Figura 4.7, apresenta oscilações de sensivelmente 0,5 %, para quase todos os pontos de velocidade de rotação, para os diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$. Verifica-se que para $N = 2000$ rpm ocorre uma diminuição de consumo específico de cerca 1 % para os diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e para $N = 6000$ rpm ocorre uma diminuição brusca no consumo específico, de cerca 3,5 %, comparativamente ao modelo “PreWHR”.

As Figura 4.8 e Figura 4.9 são uma comparação com o modelo “PreWHR”, onde é apresentado o binário e consumo específico, respectivamente, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 50 % (TB50%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.

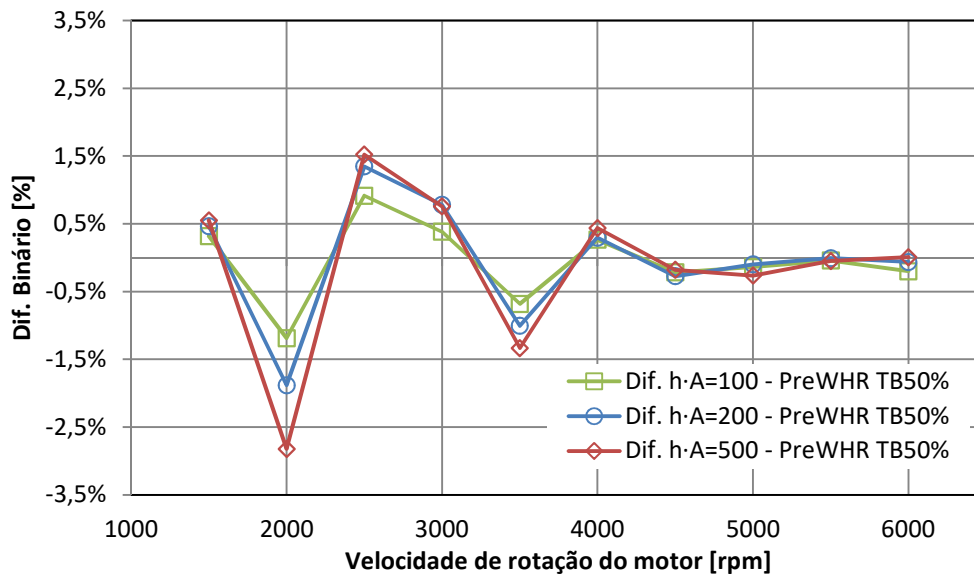


Figura 4.8 - Diferença de binário percentual, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 50 % (TB50%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.

Como se pode verificar na Figura 4.8, com a abertura da posição borboleta de admissão, é possível verificar um aumento de cerca 2 % no binário dos modelos com o sistema WHR implementado, comparativamente com o modelo “PreWHR”. É possível verificar que ocorre uma diminuição de binário de cerca 2 % para $N = 2000$ rpm e 1 % para $N = 3500$ rpm, sendo que ocorre uma maior diminuição com o incremento do valor do parâmetro $h \cdot A$. O mesmo se verifica no caso contrário, ou seja, quando ocorre um aumento de binário, o modelo com o parâmetro $h \cdot A = 500$ W/K é o que tem o maior ganho, tal como se verifica para $N = 2500$ rpm em que ocorre um aumento de cerca 1 % no binário do MCI.

Na Figura 4.9 é possível verificar que a variação do consumo específico tem um comportamento semelhante ao obtido no binário do motor, nos pontos máximos, apresentado na Figura 4.8, pois como a diminuição de binário ocorre a $N = 2000$ rpm, também o consumo específico diminuiu, nessa mesma velocidade de rotação, sendo cerca de 0,6 % inferior, relativamente ao modelo “PreWHR”.

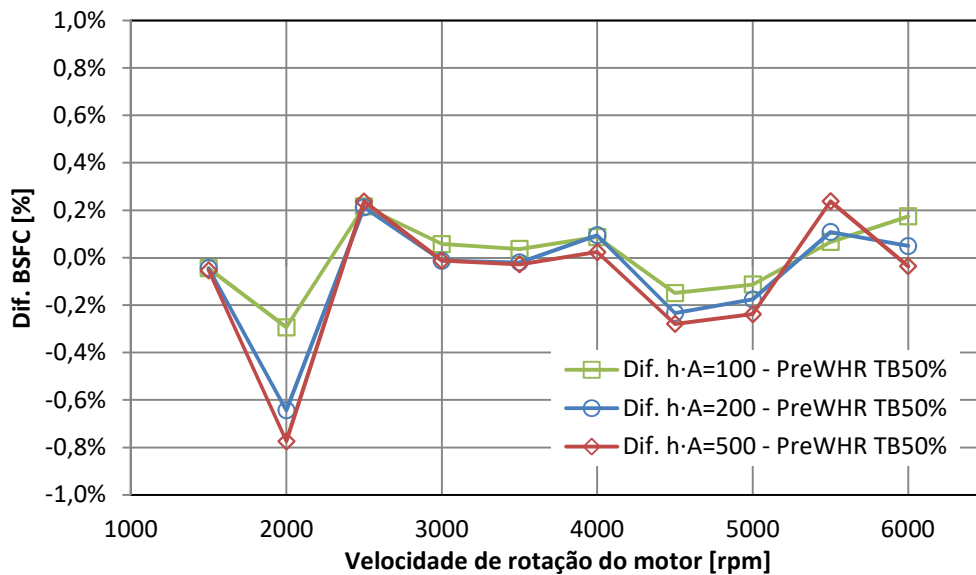


Figura 4.9 – Diferença de consumo específico percentual, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 50 % (TB50%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.

As Figura 4.10 e Figura 4.11 são uma comparação com o modelo “PreWHR”, onde é apresentado o binário e consumo específico, respectivamente, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 75 % (TB75%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.

Como se pode verificar na Figura 4.10, com a abertura da borboleta de admissão, é possível verificar algumas alterações no binário dos modelos com o sistema WHR implementado, comparativamente com o modelo “PreWHR”. Verifica-se que quando ocorre uma diminuição de binário, como por exemplo em $N = 2000$ rpm e $N = 3500$ rpm, essa diminuição aumenta com o valor do parâmetro $h \cdot A$. O mesmo se verifica na situação contrária, como se pode verificar para $N = 1500$ rpm, $N = 2500$ rpm e $N = 4000$ rpm, na qual o modelo com o parâmetro $h \cdot A = 500$ W/K é o que tem o maior aumento nestes pontos de operação, sendo este comportamento semelhante ao obtido nos testes apresentados na Figura 4.8, pois o efeito restritivo na admissão do MCI, criado pela borboleta de admissão, entre 50 % de abertura e 75 % de abertura, torna-se diminuto para estes pontos de operação do MCI em análise.

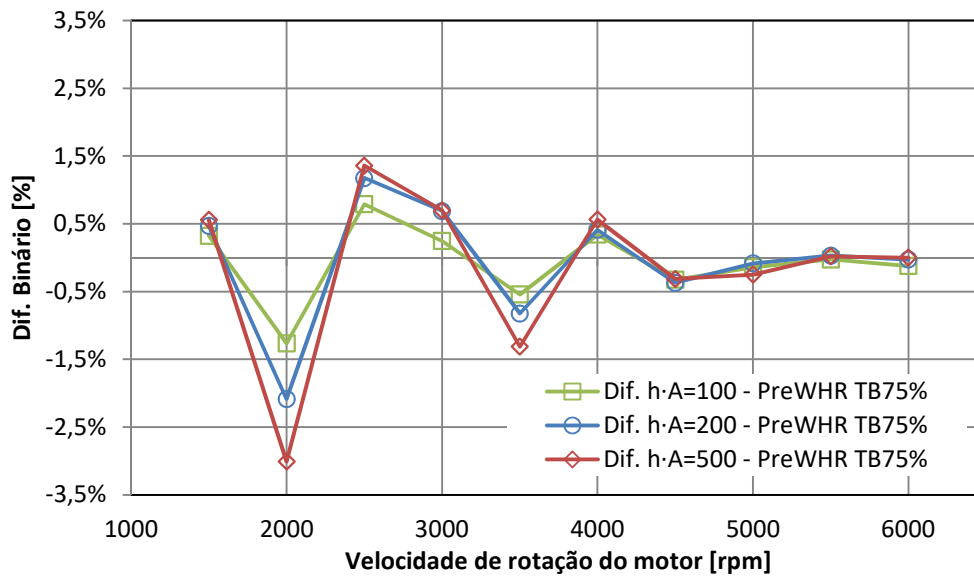


Figura 4.10 - Diferença de binário percentual, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 75 % (TB75%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.

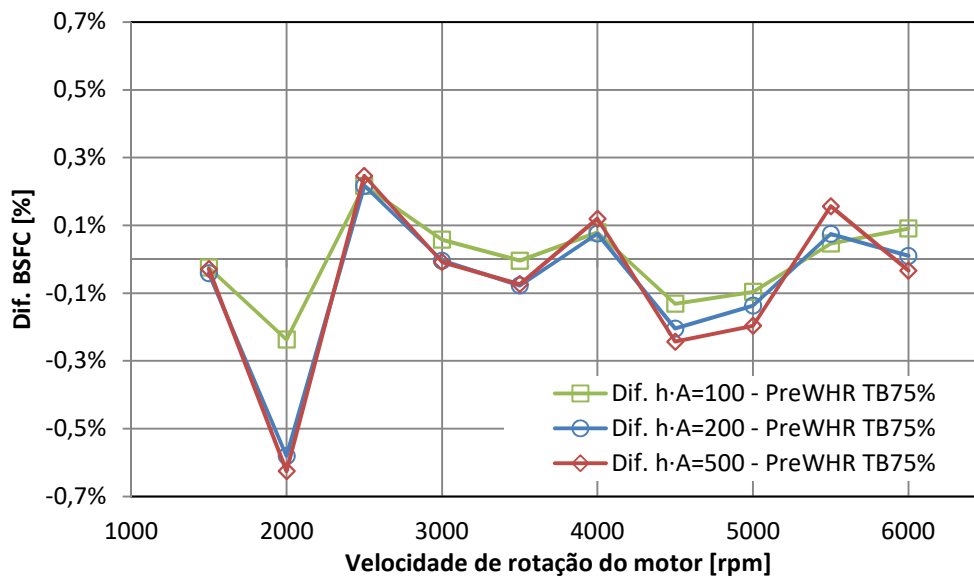


Figura 4.11 - Diferença de consumo específico percentual, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 75 % (TB75%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.

Na Figura 4.11 é possível verificar que a variação do consumo específico tem um comportamento semelhante ao obtido no binário do motor apresentado na Figura 4.10, pelo que a maior diminuição do BSFC é obtido para $N = 2000$ rpm e $N = 4500$ rpm, sendo esta de cerca 0,5 % e 0,2 %, respetivamente.

As Figura 4.12 e Figura 4.13 são uma comparação com o modelo “PreWHR”, onde é apresentado o binário e consumo específico, respectivamente, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 100 % (TB100%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.

Como se pode verificar na Figura 4.12, com o aumento da abertura da borboleta de admissão para 100 %, é possível verificar algumas alterações no binário dos modelos com o sistema WHR implementado, comparativamente com o modelo “PreWHR”. Verifica-se que quando ocorre uma diminuição de binário, para $N = 2000$ rpm e $N = 3500$ rpm, de cerca 2,5 % e 1 %, respetivamente. Essa diminuição aumenta com o aumento do valor do parâmetro $h \cdot A$. O mesmo se verifica na situação contrária, ou seja, quando ocorre um aumento de binário, em $N = 1500$ rpm, $N = 2500$ rpm e $N = 4000$ rpm, o modelo com o parâmetro $h \cdot A = 500$ W/K é o que tem o maior aumento de binário, sendo este comportamento semelhante ao obtido nos testes apresentados na Figura 4.8 e Figura 4.10.

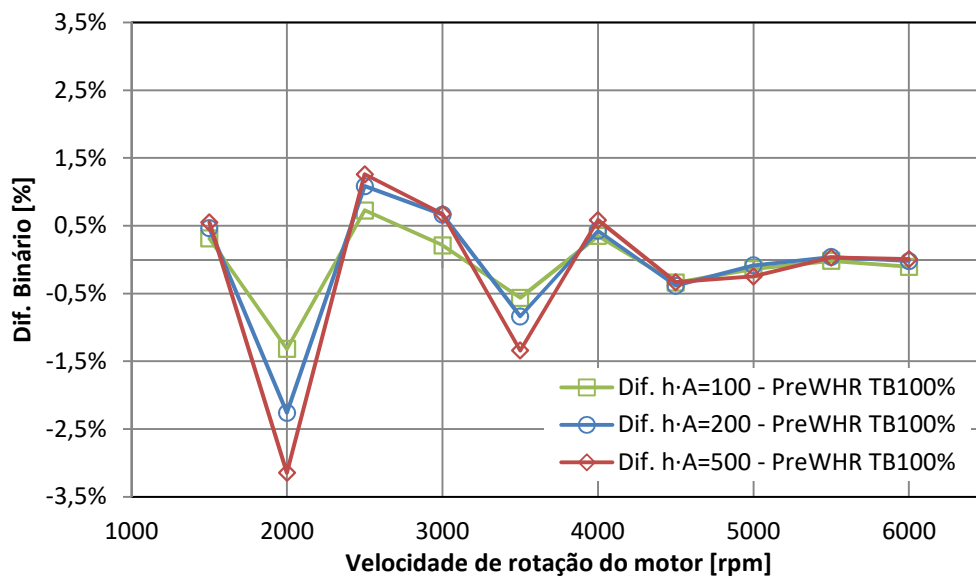


Figura 4.12 - Diferença de binário percentual, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 100 % (TB100%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.

Isto ocorre visto que o caudal de ar admitido pelo MCI, nestas condições de teste, tem pouca variação entre as posições da borboleta de admissão de 75 % até 100 %, visto já estar em valores próximo do máximo para estas condições de operação do MCI.

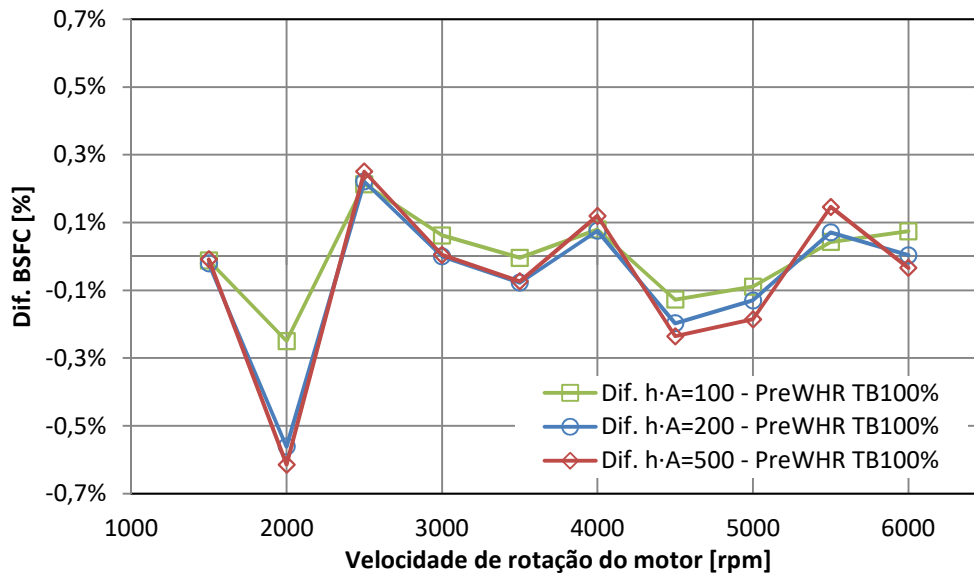


Figura 4.13 - Diferença de consumo específico percentual, em função da velocidade de rotação, para uma posição de acelerador de 100 % (TB100%) para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e com válvula de escape ajustada para contrapressão cerca de 20 mbar para $N = 3000$ rpm.

Na Figura 4.13 é possível verificar que a variação do consumo específico tem um comportamento semelhante ao obtido no binário do motor apresentado na Figura 4.12, ou seja, para $N = 2000$ rpm e $N = 4500$ rpm ocorre uma diminuição do BSFC do MCI de cerca 0,5 % e 0,2 %, respectivamente, porém para $N = 2500$ rpm, $N = 4000$ rpm e $N = 5500$ rpm, ocorre um aumento do BSFC de cerca 0,2 %, 0,1 % e 0,1 % respectivamente.

4.3. Estudo do efeito da válvula de escape no desempenho do MCI

A perda de carga tem tendência em aumentar com a velocidade de rotação do MCI, pelo que foi analisada a influência, da introdução do sistema de recuperação de energia térmica, na perda de carga do MCI. Foram simulados testes, na qual a válvula de escape se encontrava numa posição fixa, com 55 % de abertura para todos os valores de velocidade de rotação do motor e para os valores do parâmetro $h \cdot A = 100$ W/K, $h \cdot A = 200$ W/K e

$h \cdot A = 500 \text{ W/K}$, com isto, podendo simular um evaporador mais restritivo e verificar a sua influência nos parâmetros de desempenho do MCI.

Na Figura 4.14 é apresentada a perda de carga dos gases de escape, no evaporador, em função da velocidade de rotação do motor, para uma posição de acelerador 100 % para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$, com válvula de escape aberta 55 % (EV55%).

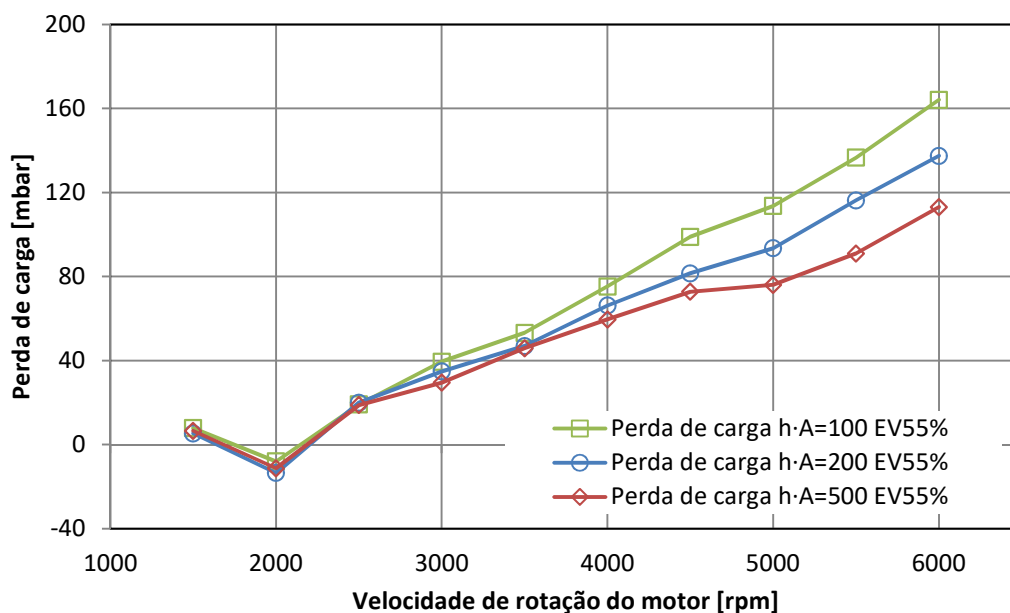


Figura 4.14 – Perda de carga dos gases de escape, no evaporador, em função da velocidade de rotação do motor, para uma posição de acelerador 100 % para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$, com válvula de escape aberta 55 % (EV55%).

Como se pode verificar na Figura 4.14, com a válvula de escape fixa numa posição de 55 % (EV55%), a perda de carga em altas velocidades de rotação do motor, é menor quando o valor do parâmetro $h \cdot A$ é mais elevado, pelo que se verifica neste teste, uma maior eficiência de extração de calor do sistema de recuperação de energia térmica influencia positivamente o desempenho do MCI, sendo este mais notório para velocidades de rotação superiores.

Para $N = 6000 \text{ rpm}$, existe uma diferença em cerca de 50 mbar, entre a simulação com o parâmetro $h \cdot A = 500 \text{ W/K}$ e $h \cdot A = 100 \text{ W/K}$, sendo este valor relevante no que respeita aos parâmetros de desempenho do MCI tal como o binário e consumo específico.

A temperatura dos gases de escape, à saída do evaporador, altera significativamente com a introdução do evaporador no sistema de escape, tal como verificado anteriormente na Tabela 4.5.

A Figura 4.15 apresenta a temperatura à saída do evaporador, em função da velocidade de rotação do motor, para uma posição de acelerador 100 % para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$, com válvula de escape aberta 55 % (EV55%). Isto permite verificar a influência deste sistema na temperatura dos gases de escape, a montante e a jusante do sistema de recuperação de energia térmica.

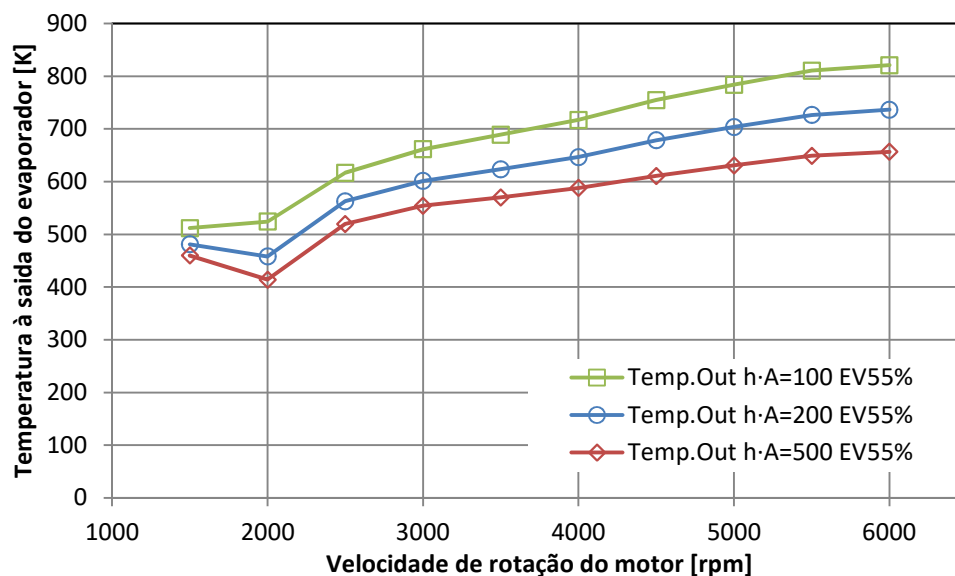


Figura 4.15 – Temperatura à saída do evaporador, em função da velocidade de rotação do motor, para uma posição de acelerador 100 % para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$, com válvula de escape aberta 55 % (EV55%).

Como se pode analisar pela Figura 4.15, com o aumento de velocidade de rotação do MCI, a temperatura aumenta de uma forma praticamente linear, chegando a ocorrer uma variação de cerca 300 K, entre $N = 1500$ rpm e $N = 6000$ rpm. Pode-se também verificar que o aumento do parâmetro $h \cdot A$ origina uma diminuição significativa da temperatura de saída de gases de escape do evaporador, mesmo em velocidades de rotação inferiores, chegando a ocorrer diferenças de cerca 170 K entre a simulação com o valor do parâmetro $h \cdot A = 100$ W/K e $h \cdot A = 500$ W/K.

A Figura 4.16 é uma comparação, com o modelo sem WHR “PreWHR”, onde é apresentada a diferença de binário percentual, em função da velocidade de rotação do motor, para uma posição de acelerador 100 % para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$, com válvula de escape aberta 55 % (EV55%).

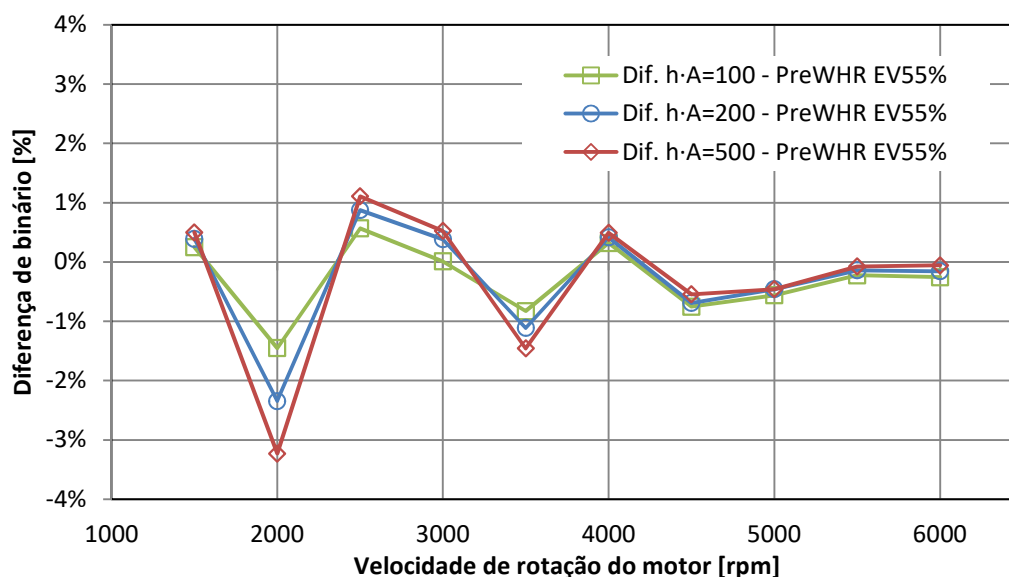


Figura 4.16 - Diferença de binário percentual, em função da velocidade de rotação do motor, para uma posição de acelerador 100 % para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$, com válvula de escape aberta 55 % (EV55%).

É possível verificar na Figura 4.16, que em determinadas velocidades de rotação do MCI, ocorrem diminuições significativas de binário, como acontece para $N = 2000$ rpm e $N = 3500$ rpm, na qual o modelo com o parâmetro $h \cdot A = 500$ W/K tem uma diminuição de binário de cerca 2 %, o que se deve a turbulências provocadas pelo arrefecimento espontâneo dos gases de escape, afetando com isso as ondas de pressão do sistema de escape. Por outro lado, é possível verificar pontos na qual ocorre um aumento significativo do binário do MCI, como para $N = 1500$ rpm, com um aumento de cerca 0,4 %, $N = 2500$ rpm com um aumento de cerca 0,8 % e $N = 4000$ rpm com um aumento de cerca 0,45 %.

A Figura 4.17 é uma comparação, com o modelo sem WHR “PreWHR”, onde é apresentada a diferença de consumo específico, em função da velocidade de rotação do motor, para uma posição de acelerador 100 % para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$, com válvula de escape aberta 55 % (EV55%).

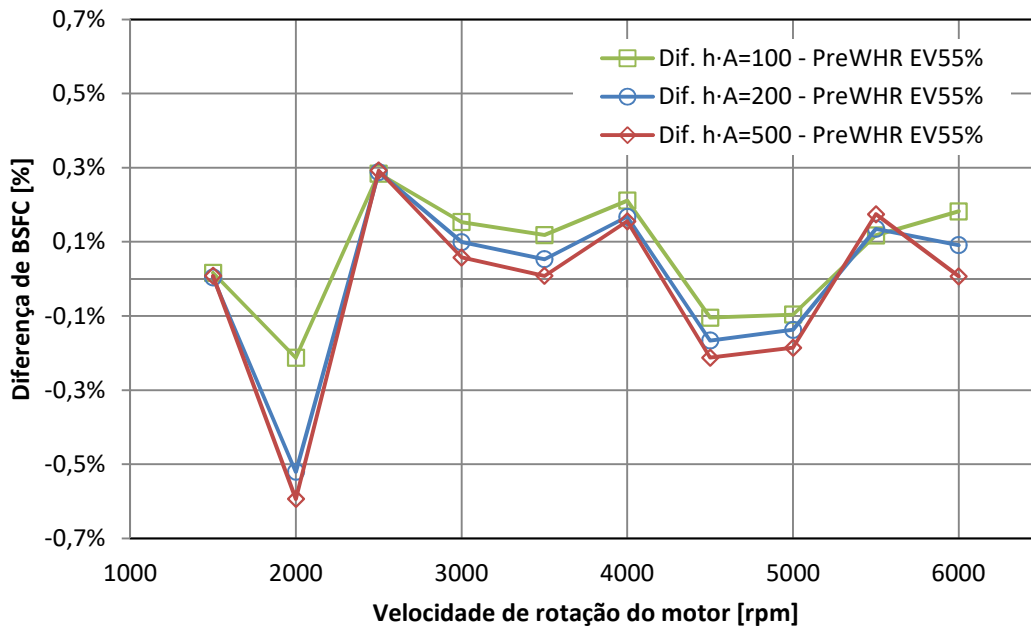


Figura 4.17 - Diferença de consumo específico, em função da velocidade de rotação do motor, para uma posição de acelerador 100 % para diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$, com válvula de escape aberta 55 % (EV55%).

Na Figura 4.17 é possível verificar a diferença no consumo específico que ocorre com os diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$, sendo que, tendencialmente o aumento do parâmetro $h \cdot A$ leva a uma diminuição no consumo específico do MCI, como se pode verificar no intervalo de $N = 3000$ rpm a $N = 5000$ rpm.

Para $N = 2000$ rpm, ocorre a maior diminuição de consumo específico em toda a gama de velocidade de rotação simulada, sendo que atinge uma diminuição máxima de 0,6 % para a simulação com o parâmetro $h \cdot A = 500$ W/K, ponto no qual, também o binário, apresentado na Figura 4.16, tem uma redução significativa, pelo que se pode dizer que as ondas de pressão no sistema de escape foram afetadas pelo arrefecimento rápido dos gases de escape.

A Figura 4.18 apresenta a perda de carga em função do caudal mássico, para diferentes posições da válvula de escape para o parâmetro $h \cdot A = 100$ W/K e “PreWHR”.

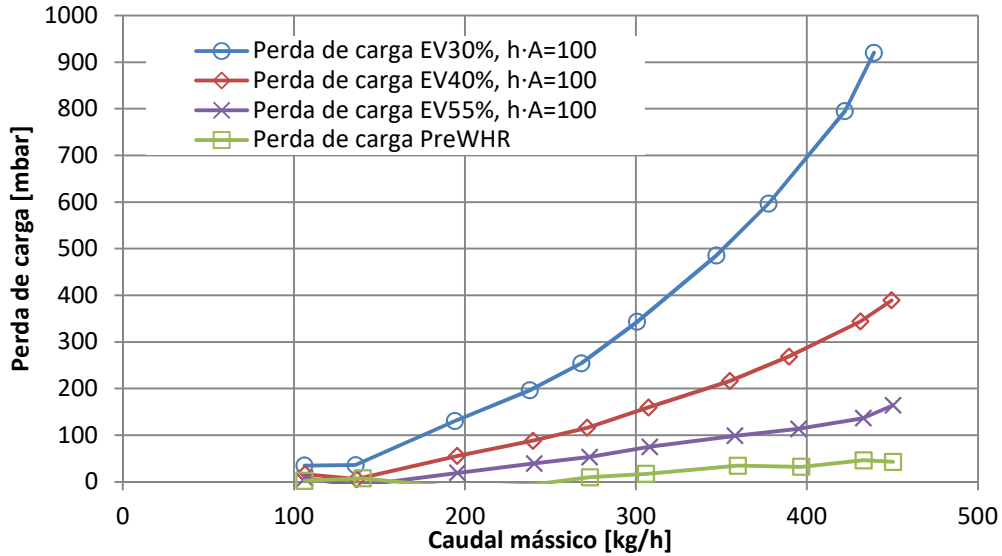


Figura 4.18 – Perda de carga em função do caudal mássico, para diferentes posições da válvula de escape com o parâmetro $h \cdot A = 100$ W/K e “PreWHR”.

A Figura 4.18 apresenta a tendência quadrática que a perda de carga tem em função do caudal mássico do MCI, denotando-se mais acentuada com uma restrição da válvula de escape maior, apresentada nos modelos “EV30%” e “EV40%”. A perda de carga gerada no escape provocada pela válvula tem influência no desempenho do MCI.

O consumo específico destes modelos é apresentado na Figura 4.19, na qual permite obter a variação de um dos fatores de desempenho do MCI com a posição da válvula de escape (EV).

Na Figura 4.19 apresenta o consumo específico de combustível em função da velocidade de rotação e comparação com o modelo “PreWHR” para diferentes posições da válvula de escape com o parâmetro $h \cdot A = 100$ W/K. Isto permite verificar se ocorre um aumento ou diminuição do consumo específico longo dos pontos da velocidade de rotação do MCI. É possível verificar que, tal como a perda de carga do sistema de escape, o consumo específico tende a aumentar com a maior restrição dos gases de escape sendo que no modelo mais restringido, “EV30%”, ocorre um aumento até 5 %. No modelo “EV55%” a diferença de aumento do BSFC atinge cerca de 1 % pelo que se trata de um valor perfeitamente aceitável para simular a introdução de um evaporador WHR.

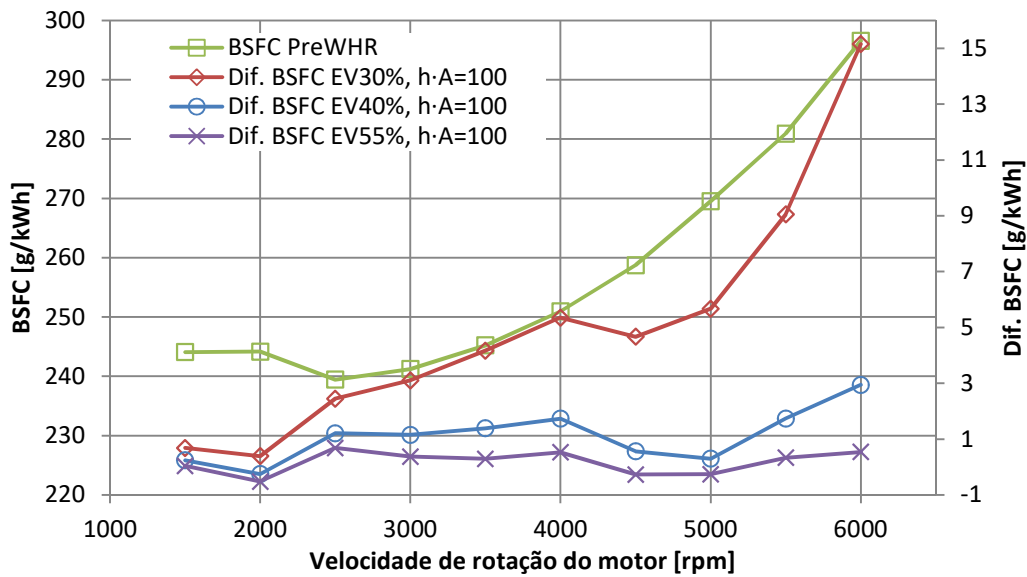


Figura 4.19 – Consumo específico de combustível em função da velocidade de rotação e comparação com o modelo “PreWHR” para diferentes posições da válvula de escape com o parâmetro $h \cdot A = 100$ W/K.

A perda de carga existente no sistema de escape é um parâmetro com bastante influência no que respeita ao desempenho do MCI, pelo que foi analisado o efeito de duas simulações de diferentes restrições, através da válvula inserida no sistema de escape, simulando assim um evaporador com uma menor restrição, no sistema de escape, conseguindo assim, obter diferentes perdas de carga num determinado intervalo do MCI, sendo apresentado na Figura 4.20 as perdas de carga para as três situações, ou seja, simulação “PreWHR” sem restrição no sistema de escape, “EV55%” e “EV75%”, com um $h \cdot A = 100$ W/K, em função do caudal mássico do MCI.

A Figura 4.20 apresenta a perda de carga no evaporador em função do caudal mássico para diferentes valores da válvula de escape com o parâmetro $h \cdot A = 100$ W/K e com o modelo “PreWHR”.

Na Figura 4.20 é possível verificar que, para todas as condições de operação ocorre um acréscimo de perda de carga com o aumento do caudal mássico do MCI. A diferença entre as três diferentes situações de restrição do sistema de escape na qual apresentam diferenças até cerca de 100 mbar, sendo que nos modelos com o parâmetro $h \cdot A = 100$ W/K a diferença de 20 % na posição da borboleta inserida no escape causa diferenças de 20 mbar até 70 mbar no intervalo de 300 kg/h e os 450 kg/h, demonstrando assim a importância da otimização que o evaporador deve ter para o melhor desempenho do MCI.

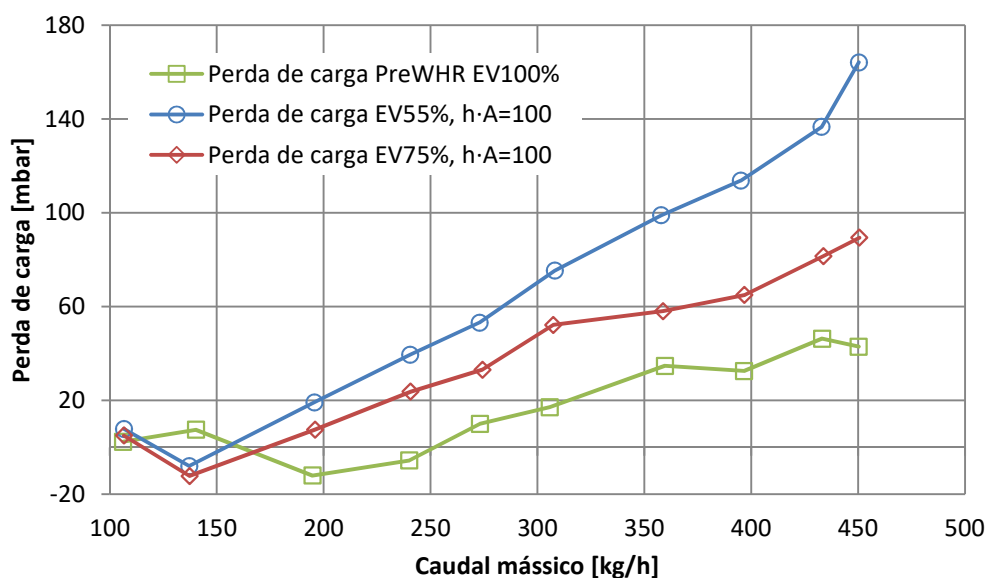


Figura 4.20 – Perda de carga no evaporador em função do caudal mássico para diferentes valores da válvula de escape com o parâmetro $h \cdot A = 100$ W/K e com o modelo “PreWHR”.

Na Figura 4.21 é apresentada a perda de carga no evaporador em função do caudal mássico para diferentes valores da válvula de escape com parâmetro $h \cdot A = 200$ W/K e com o modelo “PreWHR”.

É possível comparar a Figura 4.20 com a Figura 4.21 relativamente a valores de perda de carga absolutos para determinados pontos. Numa situação de um caudal mássico $\dot{m}_g = 300$ kg/h, existe uma diminuição de 5,8 mbar do modelo com o parâmetro $h \cdot A = 100$ W/K para $h \cdot A = 200$ W/K, com a válvula de escape a 75 % de abertura máxima, o que equivale a uma diminuição de cerca 11 % entre modelos. Numa situação de caudal máximo, $\dot{m}_g = 450$ kg/h, as diferenças aumentam havendo uma diminuição de 25,2 mbar, traduzindo-se em uma redução de cerca 28 % na perda de carga ocorrida no sistema de escape. Esta diminuição pode se traduzir numa maior eficiência do MCI, o que leva à redução do consumo específico, tal como pode ser verificado pela Figura 4.22.

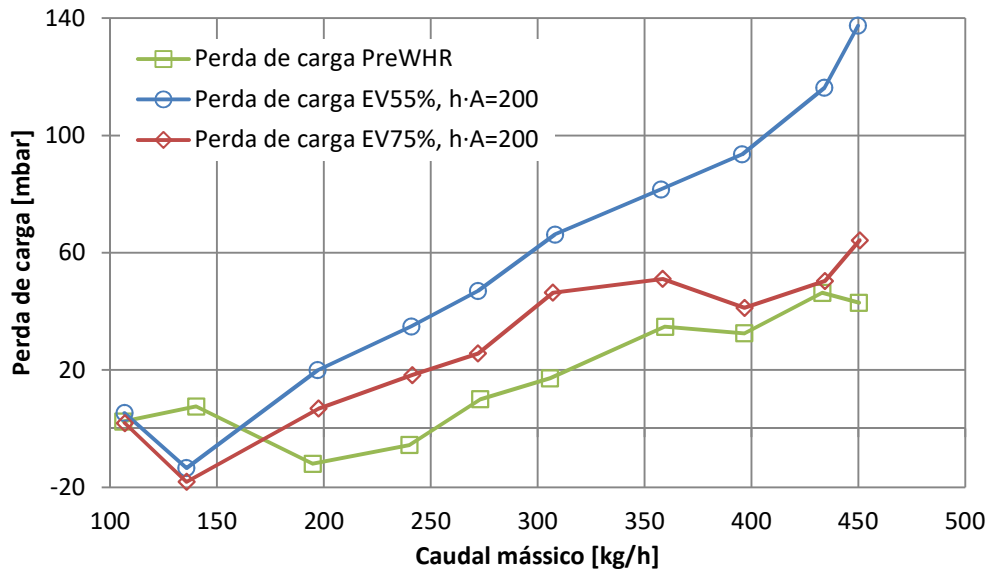


Figura 4.21 – Perda de carga no evaporador em função do caudal mássico para diferentes valores da válvula de escape com o parâmetro $h \cdot A = 200 \text{ W/K}$ e com o modelo “PreWHR”.

A Figura 4.22 apresenta o consumo específico de combustível e comparação com o modelo “PreWHR”, em função da velocidade de rotação para $EV = 55\%$ com diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e “PreWHR”.

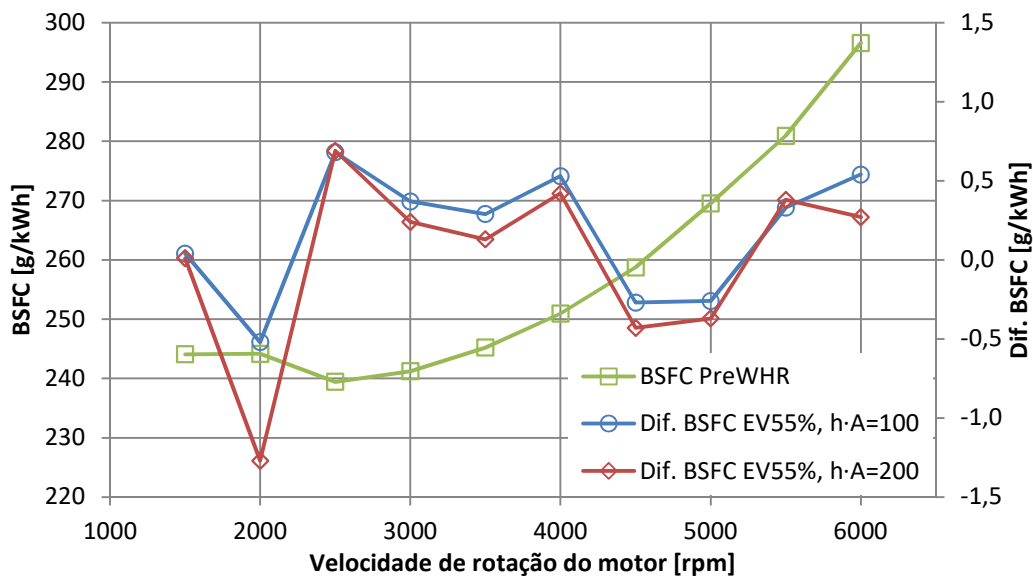


Figura 4.22 – Consumo específico de combustível e comparação com o modelo “PreWHR”, em função da velocidade de rotação para $EV = 55\%$ com diferentes valores do parâmetro $h \cdot A$ e “PreWHR”.

Na Figura 4.22 é possível verificar a diferença do consumo específico do MCI entre os modelos com o parâmetro $h \cdot A = 100 \text{ W/K}$ e $h \cdot A = 200 \text{ W/K}$, comparativamente com o consumo específico obtido sem sistema WHR, simulado no modelo “PreWHR”. Pode-se verificar um aumento do consumo específico, em praticamente todo o intervalo de velocidades de rotação, excetuando três pontos de velocidade de rotação, sendo que este aumento é inferior a 1 % do BSFC do modelo “PreWHR”, sendo este fruto do aumento da perda de carga no sistema de escape, porém, estes resultados apresentados derivam de uma simulação com um sistema de recuperação muito restritivo, sendo que tem uma perda de carga entre 30 a 40 mbar, para $N = 3000 \text{ rpm}$, dependendo do valor do parâmetro $h \cdot A$, tal como apresentado na Figura 4.14, pelo que com a implementação de um sistema menos restritivo, ou seja, que cause uma menor perda de carga nos gases de escape, leva a que as perdas sejam irrelevantes para o desempenho do MCI, ou até haja ganhos em alguns pontos de operação deste.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

5. Conclusões

Neste trabalho foi desenvolvido um modelo de simulação de um MCI que inclui um sistema de recuperação de energia dos gases de escape. Foram efetuados um conjunto de simulações computacionais de forma a entender o efeito da introdução, de um sistema de recuperação de energia térmica, no desempenho do MCI. O estudo foi dividido por dois principais fatores influenciáveis no desempenho no MCI, sendo estes a temperatura e perda de carga no sistema de escape de um veículo automóvel.

Inicialmente o modelo de simulação do MCI foi adaptado de modo a serem obtidos resultados comparáveis perante uma situação experimental e conseqüentemente adaptada para a introdução do evaporador, do sistema de recuperação de energia incorporado, no sistema de escape do veículo, sendo esta considerada como a base de comparação para as simulações com o sistema de recuperação de energia térmica.

As simulações realizadas permitem compreender e avaliar o efeito das diferentes condições de operação do motor e propriedades do evaporador do sistema de recuperação de energia dos gases de escape, têm no desempenho do MCI. Relativamente à transferência de calor, foi analisada a influência do parâmetro $h \cdot A$, o que permitiu simular as diferenças de temperatura. A perda de carga provocada pela introdução do sistema de recuperação de energia (evaporador) foi simulada através de uma válvula.

Foi possível verificar melhorias no desempenho do MCI, para a maioria dos pontos de operação, quando ocorre uma maior transferência de calor por parte do evaporador, ocorre uma melhoria dos parâmetros, de desempenho e consumo específico de combustível, do MCI. Mesmo com um evaporador com menor otimização, foi possível verificar melhorias, sendo estas reduzidas e não ultrapassando 1 % para os pontos de operação em análise. Foi também verificado que a temperatura à saída do evaporador é altamente dependente do parâmetro $h \cdot A$ pelo que ocorreram diminuições de cerca 40% relativamente a um modelo sem o sistema de recuperação de energia.

Foi possível verificar que é possível ocorrer uma melhoria no desempenho do MCI, visto que o efeito do arrefecimento praticamente espontâneo dos gases de escape, no evaporador, consegue superar a perda de carga gerada por este, porém esta melhoria é inferior a cerca

3 % nos casos em que o evaporador seria otimizado para a melhor correlação com o desempenho do MCI.

Visto que este sistema de recuperação de energia térmica com base no ciclo de Rankine, tem uma recuperação de energia eficaz, e com o efeito da sua implementação a levar a que haja uma reduzida melhoria no desempenho no MCI, este sistema é promissor na utilização de veículos automóveis e pesados para tornar o veículo e o MCI mais eficientes e menos poluentes.

Bibliografia

- A. Baubek, M. Dolgov. (2012). Environmental problems of the engine internal combustion.
- C. Bei, H. Zhang, F. Yang, S. Song, E. Wang, H. Liu, Y. Chang, H. Wang, K. Yang. (2015). Performance Analysis of an Evaporator for a Diesel Engine–Organic Rankine Cycle (ORC) Combined System and Influence of Pressure Drop on the Diesel Engine Operating Characteristics.
- J. Bolt, S. Bergin, F. Vesper. (1973). The Influence of the Exhaust Back Pressure of a Piston Engine on Air Consumption, Performance, and Emission, Department of Mechanical Engineering, The University of Michigan.
- D. Di Battista, M. Mauriello, R. Cipollone. (2015). Waste heat recovery of an ORC-based power unit in a turbocharged diesel engine propelling a light duty vehicle.
- J. Heywood. (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals.
- P. Hield. (2010). The Effect of Back Pressure on the Operation of a Diesel Engine.
- T. Horst, H. Rottengruber, M. Seifert, J. Ringler. (2013). Dynamic Heat Exchanger Model for Performance Prediction and Control System Design of Automotive Waste Heat Recovery Systems, Applied Energy.
- T. Horst, W. Tegethoff, P. Eilts, J. Koehler. (2014). Prediction of dynamic Rankine Cycle waste heat recovery performance and fuel saving potential in passenger car applications considering interactions with vehicles' energy management.
- J. LaGrandeur, D. Crane, A. Eder. (2005). Vehicle Fuel Economy Improvement through Thermoelectric Waste Heat Recovery.
- P. Lopes. (2013). Estudo de permutador de calor para aplicação em sistemas de recuperação de energia térmica
- R. Lopes. (2013). Estudo da influência da implementação de sistema de recuperação de energia térmica no desempenho do veículo.
- Lotus Engine Simulation. (2007). On-line Help.

- B. Mazar. (2010). Gesamtsystemoptimierung eines thermoelektrischen Generators für eine Fahrzeuggruppe.
- F. Pereira. (2011). Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis.
- S. Pinheiro. (2015). Implementação e avaliação de desempenho de sistema de aproveitamento de energia contida nos gases de escape de veículos automóveis.
- S. Rabia, M. Abd-El-Halim. (2010). Effect of valve timing and exhaust back pressure on the performance of gasoline engine.
- Repair Pal, disponível em: <http://www.repairpal.com>, acessado em (24/03/2017).
- S. Risse. (2012). Motornahe thermoelektrische Rekuperation der Abgasenergie an einem turboaufgeladenen direkteinspritzenden Ottomotor.
- M. Saadawi, A. Ibrahim, I. Moughazy. (1984). The Effect of Exhaust Back Pressure on the Combustion and Performance Characteristics of Ignition Engines.
- H. Santos, F. Barreiros. (2010). Thermal Energy Recovery, Instituto Politécnico de Leiria.
- J. Silva. (2013). Simulação e análise de desempenho de turbocompressores para veículos automóveis.
- E. Tribbett, E. Froehlich, L. Bayer. (2002). Effects of Ignition Timing, Equivalence Ratio and Compression Ratio on RDH Engine Performance.
- T. Wang, Y. Zhang, J. Zhang, G. Shu, Z. Peng. (2012). Analysis of recoverable exhaust energy from a light-duty gasoline engine State Key Laboratory of Engines.