



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

Avaliação de Perdas por Transmissão de Calor

de um motor Otto

Gonçalo Filipe Rodrigues Santos

Leiria, Setembro de 2016



Projeto
Mestrado em Engenharia Automóvel

Avaliação de Perdas por Transmissão de Calor

de um motor Otto

Gonçalo Filipe Rodrigues Santos

Dissertação de Mestrado realizada sob a orientação do Doutor Paulo Carvalho, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, Setembro de 2016

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Agradecimentos

O autor do presente trabalho agradece de uma forma geral a todos os amigos e colegas que contribuíram de forma direta ou indireta no desenvolvimento de ideias, metodologias, críticas e considerações importantes à realização do trabalho.

Desejo deixar aqui expresso o meu agradecimento a familiares, amigos e orientador que sem o seu apoio e incentivo não teria sido possível realizar todo o trabalho no âmbito do presente mestrado.

À minha família, por todo e incansável incentivo, apoio e orientação ao longo da minha vida.

Aos meus avós pelos ensinamentos e sabedoria transmitidos ao longo da minha vida e educação.

Ao Professor Paulo Carvalho, pela sua dedicação, paciência, predisposição e experiência no desenvolvimento e orientação deste trabalho.

Ao meu primo Nuno pela experiência e disponibilidade na realização deste trabalho.

Ao meu irmão por todo o apoio, conselhos e incentivo no desenvolver deste trabalho.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Resumo

Pretende-se com este trabalho analisar a dissipação de calor de um motor Otto. A dissipação de calor representa um fator importante para o desempenho do motor, representando uma área a que os fabricantes dão cada vez mais atenção atualmente.

Face à conjuntura atual, decorrente da importância da eficiência e das emissões nos motores surge a necessidade de melhorar o desempenho do sistema de dissipação de calor. Por isso torna-se imprescindível o desenvolvimento de metodologias que permitam modelar a resposta do sistema em diferentes condições ambientais e de funcionamento do motor, de um modo parcial e de uma forma conjugada, entre eles.

Deste modo, o objetivo do trabalho diz respeito à avaliação da dissipação interna de calor no interior do cilindro, bem como à quantidade de energia do combustível que é dissipada sob a forma de calor. Esta avaliação conduziu a outro dos objetivos subjacente a esta temática: a avaliação da capacidade de dissipação de calor de um radiador.

Relativamente ao modelo desenvolvido, foi tido por base o motor Suzuki GSX-600 e suas características. Com recurso a um software obtiveram-se as ondas de pressão e escape. Através de rede neuronal artificial aproximaram-se as ondas de pressão de escape e admissão, cujas variáveis são: rotação do motor, ângulo de cambota e a pressão. Sobre o modelo aplicaram-se algumas correlações, nomeadamente Annand, Woschni e Han et al. para a quantificação da dissipação de calor e da percentagem da energia gerada pelo combustível que esta representa.

Para a concretização do segundo objetivo avaliou-se a capacidade de dissipação de calor do radiador em convecção natural através da realização de um ensaio experimental à escala real.

Palavras-chave: Motor Otto, Desempenho do motor, Radiador, Dissipação de calor, Convecção natural

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Abstract

This work presents an analysis on the heat dissipation of an Otto engine. The heat dissipation is an important factor for engine's performance representing a field to which the manufacturers pay special attention.

Given the current status regarding the importance of engine's efficiency and emissions, the need to improve the performance of heat dissipation system is crucial. Therefore, it is essential to develop methodologies that allow the assessment on the engine response system under different environmental and operational conditions.

This way, the aim of the project is to evaluate the heat dissipation inside the cylinder of an internal combustion engine and to quantify the amount of fuel energy dissipated as heat. This assessment led to another analysis connected to this theme: The evaluation of the heat dissipation capacity of a radiator.

The model developed was based on the Suzuki GSX-600 engine and its features. Using a numerical model, the pressure waves on intake and exhaust pipes were determined. Through an artificial neural network, the exhaust and intake waves pressure were approached. Some correlations that allow the calculation of heat losses, including Annand, Woschni and Han et al. were assessed.

To achieve the second objective, it was evaluated the heat dissipation capacity of a radiator in natural convection performing an experimental test in real scale.

Keywords: Otto Engine, Engine Performance, Radiator, Heat Dissipation, Natural Convection

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de figuras

<i>Figura 1- Permutador em escoamento paralelo (a) e escoamento contracorrente (b) (adaptado Bergman et al., 2011)</i>	<i>7</i>
<i>Figura 2 -Permutador de escoamento cruzado (adaptado Bergman et al., 2011)</i>	<i>8</i>
<i>Figura 3 - Permutador de carcaça (adaptado Bergman et al., 2011)</i>	<i>8</i>
<i>Figura 4 – Tipos de permutador.....</i>	<i>9</i>
<i>Figura 5- Distribuição de temperaturas no motor (adaptado Li,1982).....</i>	<i>19</i>
<i>Figura 6 – Esquema de ligações da atividade experimental.....</i>	<i>31</i>
<i>Figura 7 - Radiador</i>	<i>33</i>
<i>Figura 8 – Pressões de admissão em função do ângulo de cambota e da rotação do motor. Dados de partida (gráfico superior) e função de aproximação (gráfico inferior)</i>	<i>38</i>
<i>Figura 9 –Diferenças entre os dados de partida e a função de aproximação no coletor de admissão.....</i>	<i>39</i>
<i>Figura 10 – Pressões de escape em função do ângulo de cambota e da rotação do motor. Dados de partida (gráfico superior) e função de aproximação (gráfico inferior)</i>	<i>40</i>
<i>Figura 11 – Gráfico de diferenças entre os dados de partida e a função de aproximação no coletor de escape</i>	<i>41</i>
<i>Figura 12 – Comparação entre correlações para a rotação de 9500 rpm</i>	<i>42</i>
<i>Figura 13 – Gráfico dos dados estacionários alvo de análise</i>	<i>48</i>

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de tabelas

<i>Tabela 1 – Caracterização do radiador.....</i>	<i>33</i>
<i>Tabela 2 – Parâmetros Geométricos do Motor</i>	<i>35</i>
<i>Tabela 3 – Parâmetros Geométricos das válvulas</i>	<i>35</i>
<i>Tabela 4 – Resumo de erros das funções de aproximação</i>	<i>41</i>
<i>Tabela 5 – Percentagem de perdas calculadas pelo modelo de Annand e de Woschni e diferenças percentuais globais entre as perdas de Annand e Woschni por rotação do motor.....</i>	<i>43</i>
<i>Tabela 6 – Percentagem de perdas calculadas pelo modelo de Annand e de Han e diferenças percentuais globais entre as perdas de Annand e Han por rotação do motor</i>	<i>44</i>
<i>Tabela 7 – Diferenças percentuais parcelares entre a correlação de Annand e Woschni por rotação do motor</i>	<i>44</i>
<i>Tabela 8 – Diferenças percentuais parcelares entre a correlação de Annand e Han por rotação do motor</i>	<i>45</i>
<i>Tabela 9 – Comparação entre energia do combustível e energia sob a forma de calor dissipada por cada correlação</i>	<i>45</i>
<i>Tabela 10 – Percentagem de energia do combustível rejeitado sob a forma de calor.....</i>	<i>46</i>

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de siglas

C_{pq}	Capacidade mássica do fluido quente
C_{pf}	Capacidade mássica do fluido frio
T_{qe}	Temperatura do fluido quente de entrada
T_{qs}	Temperatura do fluido quente de saída
T_{fe}	Temperatura do fluido frio de entrada
T_{fs}	Temperatura do fluido frio de saída
Ntu	Número de unidades de transferência
ε	Efetividade
ε_p	Efetividade de cada passagem
q	Fluxo de calor
U	Coefficiente global de calor
\dot{m}_f	Caudal mássico do fluido frio
\dot{m}_q	Caudal mássico do fluido quente
DMLT	Diferença de temperatura média logarítmica
A	Área total do radiador
A_t	Área superficial de um tubo
A_a	Área da superfície alhetada
L	Largura do radiador
H	Altura do radiador
RNA	Redes Neurais Artificiais
rpm	Rotações por minuto

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice

AGRADECIMENTOS.....	III
RESUMO	V
ABSTRACT	VII
LISTA DE FIGURAS.....	IX
LISTA DE TABELAS.....	XI
LISTA DE SIGLAS	XIII
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 ASPETOS HISTÓRICOS MOTIVADORES	1
1.2 DESCRIÇÃO DOS OBJETIVOS	1
1.3 ESTRUTURA DA TESE	2
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR	5
2.1.1 <i>Condução</i>	6
2.1.2 <i>Radiação</i>	6
2.1.3 <i>Convecção</i>	6
2.1.4 <i>Transferência de calor em permutadores</i>	7
2.1.5 <i>Método ϵ-NTU - eficiência térmica-número de unidades de transferência</i>	10
2.1.6 <i>Perdas térmicas no escape</i>	11
2.2 REDES NEURONAIS ARTIFICIAIS - RNA	12
2.2.1 <i>Razões de utilização</i>	13
2.2.2 <i>Tipos de redes</i>	14
3 MODELO NUMÉRICO E METODOLOGIA EXPERIMENTAL .	17
3.1 PROPRIEDADES DO COMBUSTÍVEL	19
3.1.1 <i>Propriedades dos gases</i>	20
3.1.2 <i>Reagentes</i>	20
3.1.3 <i>Produtos combustão</i>	22

3.2	ÁREA DAS VÁLVULAS	23
3.2.1	<i>Admissão</i>	24
3.2.2	<i>Escape</i>	24
3.3	FLUXOS GASOSOS	25
3.4	TRANSMISSÃO DE CALOR.....	27
3.4.1	<i>Modelo de Annand</i>	28
3.4.2	<i>Modelo de Woschni</i>	29
3.4.3	<i>Modelo de Han et al.</i>	30
3.5	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	31
3.5.1	<i>Caracterização Radiador</i>	33
3.5.2	<i>Caracterização do motor</i>	35
4	ANÁLISE DE RESULTADOS	37
4.1	APROXIMAÇÃO POR REDES NEURONAIS	37
4.2	MODELO NUMÉRICO	42
4.3	EXPERIMENTAL EM CONVECÇÃO NATURAL	48
5	CONCLUSÕES	49
	BIBLIOGRAFIA	51
	ANEXO A	53

1 Introdução

1.1 Aspetos históricos motivadores

Da energia térmica produzida pela combustão interna do motor mais de um terço é dissipada no sistema de arrefecimento. Por esta razão o sistema de arrefecimento do motor deve ser eficiente ao ponto de evitar o sobreaquecimento do líquido de arrefecimento, sob pena de comprometer o sistema de propulsão do veículo.

Neste sentido, um sistema de arrefecimento eficiente deve satisfazer os seguintes requisitos:

- Um caudal adequado do líquido de arrefecimento no motor;
- Um radiador eficiente para retirar o calor proveniente do motor;
- Um ventilador acoplado ao radiador para garantir a troca térmica na condição de baixa velocidade do veículo, proporcionando temperaturas adequadas aos componentes do motor;

O líquido de arrefecimento do motor deve ser uma mistura de água e aditivos adequados, para proteção em ambientes expostos às mais variadas temperaturas. O uso de inibidores de corrosão é bastante importante para evitar a deposição de resíduos, que originariam uma redução da troca térmica.

As máximas temperaturas no sistema de arrefecimento e nos componentes adjacentes ao motor ocorrem quando o motor é submetido a situações de potência elevada combinada com baixo fluxo de ar através do radiador. Numa situação de baixa velocidade de deslocamento em estrada, o veículo pode produzir um binário elevado do seu motor, o que resulta numa necessidade de rejeição elevada de calor no sistema, devendo este ocorrer por meio de convecção forçada através do acionamento de ventilador acoplado ao sistema de arrefecimento.

1.2 Descrição dos Objetivos

Pretende-se com o desenvolvimento deste trabalho que se atinjam os seguintes objetivos:

Avaliar por diferentes ângulos a problemática da dissipação de calor num motor de combustão interna com ignição por faísca. Um dos ângulos será o da dissipação interna de

calor no interior do cilindro. A esse nível foi desenvolvido um modelo computacional que avalia as perdas térmicas pelos modelos de Annand (Annand, 1963) e Woschni (Woschni, 1967). Outro dos ângulos de abordagem deste tema foi a análise experimental de dissipação de calor no radiador.

Para além de avaliar a problemática da dissipação de calor num motor de combustão interna com ignição por faísca pretende-se desenvolver modelos matemáticos que permitam calcular a dissipação de calor no interior do cilindro.

1.3 Estrutura da tese

No 2º capítulo são apresentadas todas as noções bibliográficas dos temas a abordar ao longo deste trabalho, nomeadamente transferência de calor e redes neuronais. No subcapítulo de transferência de calor são introduzidas as características técnicas do processo de transferência de calor em geral e em particular, nos permutadores de calor ar-água mais comumente usados em automóveis (usualmente designados por radiadores). Neste capítulo são descritos os processos de transferência de calor, tipos de permutadores e métodos de análise de transferência de calor em permutadores. É no referido capítulo que são enunciadas as equações que permitem o cálculo da transferência de calor em convecção natural, calor dissipado e coeficiente global de transferência de calor.

As redes neuronais são apresentadas expondo as suas inúmeras funcionalidades e aplicações, assim como os tipos de redes e seu funcionamento.

No 3º capítulo são apresentados e enunciados o modelo numérico e toda a metodologia experimental. O modelo numérico é dividido em propriedades do combustível, área das válvulas, fluxos gasosos, transmissão de calor e metodologia experimental. Nas propriedades do combustível apresentam-se as propriedades dos gases, reagentes e produtos da combustão assim como as suas equações. A área de passagem de gases nas válvulas de admissão e escape apresenta-se no subcapítulo área das válvulas. A transmissão de calor inclui os modelos de Annand, Woschni e Han et al., assim como as suas correlações. A caracterização do radiador e do motor é apresentada na metodologia experimental. Neste capítulo está grande desenvolvimento deste trabalho através da obtenção dos coeficientes de convecção e o cálculo do calor dissipado através dos modelos de Woschni, Annand e Han et al.

No 4º capítulo são apresentados os resultados obtidos através das redes neuronais, modelo numérico e da atividade experimental em convecção natural. É neste capítulo que é

apresentada uma análise crítica aos resultados. São também apresentados os resultados da comparação entre correlações e o verificar se os resultados estão em linha com a literatura.

No 5º capítulo apresentam-se as conclusões, onde são descritas toda a mais-valia deste trabalho e o que permitiu concluir, assim como possíveis trabalhos futuros que podem ser realizados para aprimorar o estudo da problemática da dissipação de calor num motor de combustão interna com ignição por faísca.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Transferência de calor

No dia-a-dia estão presentes diversas formas de transferência de calor. Manifestam-se ao estacionar o carro debaixo de uma árvore ou simplesmente o escolher roupa clara num dia de verão. Existem três processos possíveis para a transferência de calor: condução, convecção e radiação. No decorrer deste capítulo faz-se a explicação e a exposição dos conceitos teóricos inerentes a estes processos de transferência de calor associados aos gases de combustão.

A transferência de calor dos gases de combustão para o refrigerante em motores convencionais de combustão interna representa entre um quarto e um terço do total da energia libertada pela mistura de combustível e ar durante a combustão. Toda a rejeição de calor para o fluido de arrefecimento depende principalmente do tipo de motor e as condições de funcionamento. Cerca de metade do calor é transferido através das paredes do cilindro e a maioria do calor remanescente passa para o líquido de arrefecimento na cabeça do cilindro, com as maiores taxas de transferência de calor próximas das sedes das válvulas de escape. Há também um pouco de calor transferido indiretamente a partir dos gases para o fluido de arrefecimento pelo óleo lubrificante, mas este tem pouca expressão (Heywood, 1988) (Parra, 2008).

O desempenho e a eficiência dos motores de ignição por faísca refrigerados a água em veículos automóveis depende da troca de calor eficaz entre o motor e o meio circundante. O desempenho exige que haja carburação correta, a viscosidade do óleo satisfatória e, por implicação folgas corretas de peças estáticas e em movimento do motor (Giri, 2008). Giri também refere que a quantidade total de calor gerado no motor é perdido no sistema de refrigeração pela lei da conservação da energia (Jack & Ojapah, 2013).

Segundo Rising, 1977 a temperatura dissipada no radiador, é a diferença entre temperatura média da água e a temperatura do ar de entrada (Jack & Ojapah, 2013).

Existem alguns estudos de dimensionamento do radiador e análise térmica como é o caso (Amrutkar & Patil), embora neste haja recurso a software de dinâmica de fluidos computacionais.

2.1.1 Condução

A energia térmica propaga-se através da agitação molecular. Com o calor as moléculas começam a ficar agitadas e chocam entre elas provocando o aquecimento das moléculas mais afastadas da fonte de calor, é através deste processo que o calor é transmitido. Este tipo de processo é o mais eficiente, porém depende da condutividade dos materiais. O fluxo térmico para a condução é dado por:

$$q = -k\Delta T \quad \text{Equação 1}$$

Onde q é o fluxo térmico por unidade de área em $\left[\frac{W}{m^2}\right]$, k é a condutividade térmica, ΔT é calculado através da temperatura mais elevada e mais baixa no objeto em causa. O sinal menos justifica-se pelo calor transferido ser na direção da temperatura mais baixa (Bergman, Lavine, Incropera, & DeWitt, 2011).

2.1.2 Radiação

A radiação ou também designada por irradiação ocorre através das ondas eletromagnéticas. As ondas eletromagnéticas propagam-se no vazio, portanto não tem de existir contacto entre as superfícies/corpos para que haja troca de calor. Qualquer corpo que se conheça emite radiação térmica. A radiação emitida é função da temperatura do corpo, ou seja, quanto mais quente o corpo maior é a radiação emitida. O fluxo térmico emitido é determinado por:

$$E = \varepsilon\sigma T_s^4 \quad \text{Equação 2}$$

Em que E representa o fluxo térmico radiante por unidade de área, ε a emissividade, a constante de Stefan Boltzmann assume o valor $\sigma = 5,67 * 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2K^4}\right]$, T representa a temperatura do corpo emissor [K] (Bergman et al., 2011).

2.1.3 Convecção

A convecção é a transferência de energia entre a superfície e um fluido em movimento. O calor próprio do líquido ou gás é suficiente para provocar a deslocação do fluido, no entanto quando este calor é de uma fonte externa origina a expansão e movimenta no sentido ascendente o fluido com temperatura mais elevada, o oposto sucede no fluido que estava em cima que comparativamente com o fluido que aqueceu é mais denso devido à sua temperatura ser mais baixa. Deste modo, ocorre uma corrente de convecção em que o fluido

quente sobe e o fluido com menor temperatura desce fazendo com que o calor seja transferido para todo o líquido. No caso da convecção o fluxo de calor é dado por:

$$q = h(T_{\infty} - T_s) \quad \text{Equação 3}$$

Onde, q representa o fluxo de calor por convecção por unidade de área, h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, T_{∞} é a temperatura do fluido e T_s a temperatura da superfície (Bergman et al., 2011).

O processo de transferência de calor no motor é dominado pela convecção entre os gases e as superfícies internas do cilindro. Outros processos, nomeadamente condução também estão presentes. No interior do motor o calor da convecção interna tem que ser exatamente igual ao da condução e ao da convecção para a água. No entanto, a resistência condutiva é muito inferior à resistência convectiva entre o gás e as paredes. O processo interno de transferência de calor é dominado pela convecção interna, podendo a resistência condutiva ser considerada desprezável (Parra, 2008).

2.1.4 Transferência de calor em permutadores

A troca de calor entre dois fluidos a diferentes temperaturas é bastante usual em aplicações de engenharia. O componente utilizado para efetuar esta troca é conhecido por permutador de calor. Encontramos as suas aplicações específicas no aquecimento e arrefecimento de ambientes, na produção de potência, recuperação de calor e processamento químico (Bergman et al., 2011).

Os permutadores classificam-se pela configuração do escoamento e tipo de construção. Nos permutadores de calor mais simples, os fluidos com diferentes temperaturas têm o mesmo sentido do movimento – escoamento paralelo. Caso tenham sentidos opostos denomina-se por escoamento contracorrente (Bergman et al., 2011).

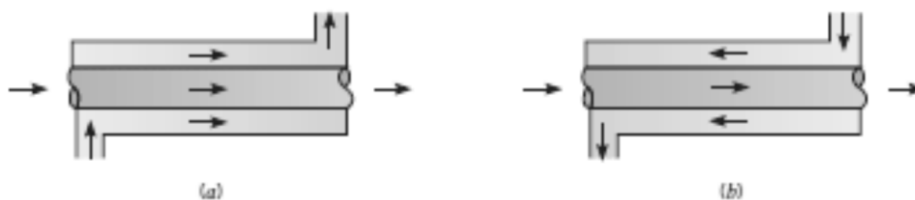


Figura 1- Permutador em escoamento paralelo (a) e escoamento contracorrente (b) (adaptado Bergman et al., 2011)

É possível que os fluidos se movam perpendicularmente, neste caso o escoamento denomina-se por escoamento cruzado, ainda assim os fluidos podem ser misturados e não misturados (Bergman et al., 2011).

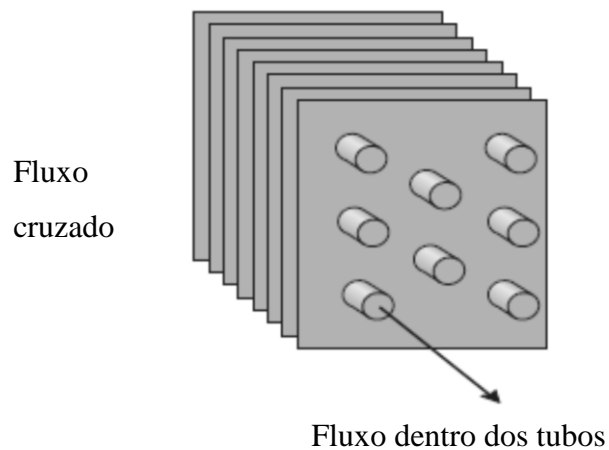


Figura 2 -Permutador de escoamento cruzado (adaptado Bergman et al., 2011)

Existe também um tipo de permutador que tem a configuração carcaça e tubos. Este tipo de permutador depende do número de passes na carcaça e nos tubos. Um dos fluidos circula pela carcaça e o outro pelos tubos, conforme é apresentado na Figura 3 (Bergman et al., 2011).

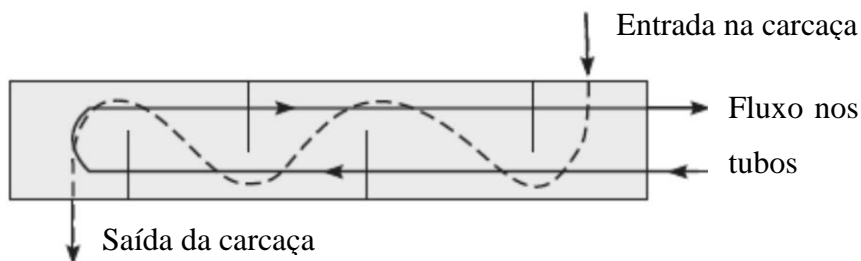


Figura 3 - Permutador de carcaça (adaptado Bergman et al., 2011)

Os permutadores compactos apresentam matrizes de tubos alhetados ou placas e usam-se quando um dos fluidos é gás. Neste caso também existe o modo de operação de único passe e múltiplos passes (Bergman et al., 2011).

Na Figura 4 resumem-se os tipos de permutadores acima enumerados.

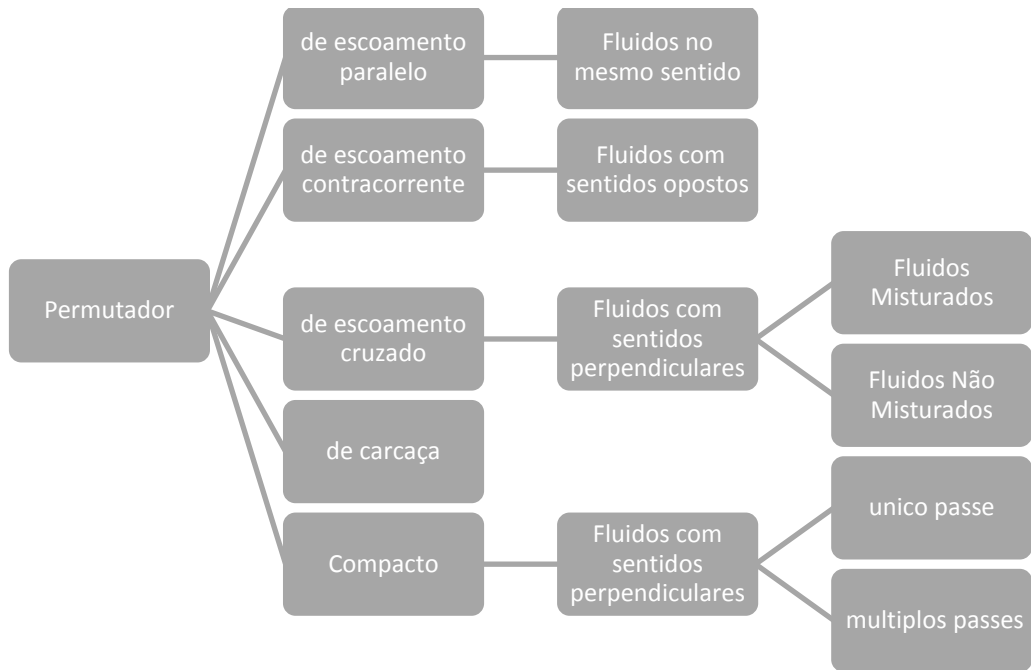


Figura 4 – Tipos de permutador

Os métodos para a análise de permutadores de calor são: o método da diferença de temperatura média logarítmica – DTML e o método ε -NTU. O desempenho de um permutador de calor só pode ser projetado relacionando a taxa total de transferência de calor com as temperaturas de entrada e saída dos fluidos com o coeficiente global de transferência de calor (Bergman et al., 2011).

De entre os vários tipos de permutadores o radiador automóvel encontra-se englobado nos permutadores de escoamento cruzado de fluidos não misturados.

2.1.5 Método ϵ -NTU - eficiência térmica-número de unidades de transferência

O método ϵ -NTU é usado para o cálculo da taxa de transferência de calor em permutadores. Especialmente em permutadores de configuração contracorrente, quando não existe informação para o cálculo da diferença de temperatura média logarítmica – DTML. Através deste método pode-se calcular a taxa de transferência térmica quando não são conhecidas as temperaturas de entrada e de saída do fluido, caso estas temperaturas sejam conhecidas é possível usar o método DTML (Bergman et al., 2011).

Apesar de no caso do trabalho experimental desenvolvido as temperaturas de entrada serem conhecidas, as temperaturas de saída do fluido frio não o são, assim sendo, através deste método e recorrendo-se a um processo iterativo consegue-se encontrar a temperatura de saída do fluido frio assim como o coeficiente global de transferência de calor.

O número de unidades de transferência – NTU pode ser calculado pela seguinte equação:

$$NTU = \frac{U * A}{C_{min}} \quad \text{Equação 4}$$

Onde U é o coeficiente de transferência térmica global, A representa a área do radiador e $C_{min} = \dot{m}_f * C_{pf}$, quando $C_{pf} < C_{pq}$, \dot{m}_f é o caudal para o fluido frio e C_{pf} e C_{pq} o calor específico para o fluido frio e quente, respetivamente (Bergman et al., 2011).

O valor de ϵ depende do tipo de permutador: número de correntes e número de passagens no radiador. No caso do radiador usado experimentalmente trata-se de um permutador de fluxos cruzados com duas passagens. Para um radiador de fluxos cruzados a efetividade calcula-se através da Equação 5 (Morrow & Louis, 1964).

$$\epsilon = 1 - e^{-\left(\frac{1}{\frac{\dot{m}_f * C_{pf}}{\dot{m}_q * C_{pq}}}\right)^{0,22} * \left(e^{-1 * \frac{\dot{m}_f * C_{pf}}{\dot{m}_q * C_{pq}} * NTU^{0,78}} - 1\right)} \quad \text{Equação 5}$$

Onde \dot{m}_q é o caudal para o fluido quente e as restantes siglas assumem as definições anteriormente apresentadas.

No entanto, como o radiador utilizado tem duas passagens a efetividade – ϵ , denominada anteriormente passará a denominar-se como ϵ_p isto é, a efetividade de cada passagem. Assim sendo a expressão da efetividade em função do número de passagens (n) é dada por (Morrow & Louis, 1964):

$$\varepsilon = \frac{n * \varepsilon_p}{1 + (n - 1) * \varepsilon_p} \quad \text{Equação 6}$$

Obtendo o valor de ε já é possível calcular a taxa de transferência Q .

$$Q = \dot{m}_f * C_{pf} * (T_{hi} - T_{ci}) * \varepsilon \quad \text{Equação 7}$$

Conhecendo o valor de Q , pode-se calcular as temperaturas desconhecidas de saída dos fluxos quente e frio. Deste modo, através da Equação 8 (Bergman et al., 2011) obtém-se a temperatura quente de saída.

$$Q = \dot{m}_q * C_{pq} * (T_{qe} - T_{qs}) \quad \text{Equação 8}$$

Com recurso à Equação 9 (Bergman et al., 2011) chega-se à temperatura fria de saída.

$$Q = \dot{m}_f * C_{pf} * (T_{fs} - T_{fe}) \quad \text{Equação 9}$$

Com base na Equação 10 calcula-se a diferença de temperatura média logarítmica – DMLT que indica a diferença de temperatura entre a corrente quente e fria em cada extremidade do permutador (Bergman et al., 2011).

$$DMLT = \frac{(T_{qe} - T_{fs}) - (T_{qs} - T_{fe})}{LN \left(\frac{(T_{qe} - T_{fs})}{(T_{qs} - T_{fe})} \right)} \quad \text{Equação 10}$$

2.1.6 Perdas térmicas no escape

As perdas térmicas no sistema de exaustão são um fator importante quer seja nas emissões ou no rendimento do motor (Colin R. Ferguson & Kirkpatrick, 2000). Uma função que o sistema de escape tem é aumentar a massa de ar aspirada para dentro do cilindro. O movimento dos gases de combustão ao longo do sistema de escape provoca um efeito de sucção na admissão do ar obtendo com isso altos valores de eficiência volumétrica. Quanto maior a massa de ar admitida no cilindro maior é também a quantidade de combustível injetado conseguindo assim uma maior potência no motor (Rocha, 2011).

Algo a ser considerado é a diminuição da temperatura ao longo do escape devido às perdas de calor para o exterior, pois esta diminuição da temperatura influencia a velocidade da onda de pressão, que por sua vez esta depende diretamente da velocidade do som local (Rocha, 2011). Este é um tema importante e que deva ser considerado num trabalho posterior.

2.2 Redes Neurais Artificiais - RNA

No âmbito deste trabalho, redes neurais artificiais foram usadas para a obtenção de funções que descrevam o comportamento das ondas de pressão nos coletores de admissão e escape do motor.

Não sendo a modelação das pressões nos coletores de admissão e escape, um aspeto nuclear do trabalho desenvolvido, é algo que se revelou incontornável. O rendimento volumétrico do motor é fortemente influenciado pelo efeito combinado das pressões nos coletores de admissão e escape, usualmente designado por efeito dos escoamentos estacionários nos coletores. Desta forma, os escoamentos estacionários condicionam a massa de mistura capturada no interior do cilindro e conseqüentemente os campos de pressão e temperatura obtidos no interior do cilindro ao longo do ciclo.

As redes neurais artificiais, também denominadas por RNA surgiram na década de 40, mais concretamente em 1943 através de uma experiência de McCulloch e Pitts, (Lingireddy, et al., 2005), quando os dois se inspiraram no funcionamento do cérebro humano. Eles criaram um modelo de neurónios artificiais baseado em modelos simplificados dos neurónios biológicos.

De uma forma simples as RNA são modelos baseados na biologia, constituídos por: neurónios, ligações entre si, algoritmos de treino e de ativação. A rede recebe sinais de entrada, transmitidos e distribuídos pelas ligações, transforma-os e por vezes aglutina-os produzindo respostas em saídas. Estes processos são executados através de técnicas computacionais baseadas em modelos matemáticos inspirados na estrutura neuronal de seres inteligentes que desenvolvem capacidades cognitivas através da experiência.

Em concordância com (Haykin & Hamilton, 2001), as RNA são definidas como um processador massivo, distribuído em paralelo incluindo na sua constituição unidades de processamento simples, com tendência para armazenar conhecimento experimental disponibilizando-o para utilizar com bases nas suas experiências.

- A rede adquire conhecimento com base no meio envolvente e através de processos de aprendizagem;
- As ligações entre neurónios com a sua intensidade, denominada por pesos sinápticos, é onde fica armazenado o conhecimento adquirido (Matos, 2008).

2.2.1 Razões de utilização

Uma das principais razões para a utilização destes tipos de redes é a aprendizagem, a rede pode ser inicializada sem qualquer conhecimento prévio e treinada através de entradas e saídas. Com o treino a rede adequa os pesos das ligações entre neurónios com o objetivo da rede responder da forma desejada para os dados que lhe são introduzidos.

Outra característica fundamental e que torna as RNA numa ferramenta muito potente é a generalização, isto é, ao introduzir-se um novo conjunto de dados na rede, esta adapta-se com o objetivo de produzir o melhor resultado possível com base nos exemplos que foram fornecidos.

Salienta-se também o processamento paralelo, originando saídas simultâneas dos neurónios com o decorrer do processamento. A robustez - em caso de falha de qualquer neurónio a rede dificilmente agravará significativamente o seu desempenho e a correspondência parcial, origina que não seja necessária na grande maioria dos casos uma correspondência total.

Esta universalidade que caracteriza a rede faz com que ela consiga reproduzir boas soluções até mesmo quando os dados não têm grande rigor, ou seja adquiridos com ruído, imprecisos ou corrompidos (Kasabov, 1996)(Matos, 2008).

No desenvolver deste trabalho através de simulação em software comercial, obteve-se as ondas de pressão de admissão e escape. Com base nestes dados foi criada a rede neuronal com o objetivo de obter uma função que permitisse obter as ondas de pressão em função do ângulo de cambota e da rotação. Estes mesmos dados serviram de treino para a própria rede, a percentagem de dados de treino da rede fazem com que esta seja mais fiável.

Após o desenvolvimento da rede neuronal conseguiram-se obter funções que aproximavam as pressões de admissão e escape. As funções das pressões introduziram-se no modelo de combustão para que se pudesse analisar as perdas térmicas.

As redes neuronais artificiais podem-se separar nos seguintes componentes: elementos de processamento denominados por neurónios ou nós, conexões ou ligações entre eles, constantes também chamados de “bias”, funções de aptidão e algoritmos de treino. A combinação destes elementos cria uma RNA. Os cinco elementos descritos acima são componentes básicos de uma qualquer RNA, no entanto não existe uma regra, uma vez que não há nenhuma norma que obrigue à utilização de cada um. Na realidade as RNA são redes constituídas por nós, ligações entre eles que armazenam a informação de forma implícita consoante o tipo de rede e são dotadas de capacidade para se ajustar.

A dimensão do vetor de dados é também a dimensão da camada de entrada, onde os nós assumem os valores desses dados. Precedendo a esta camada encontram-se as camadas ocultas. Chamam-se assim porque apenas a rede lhes tem acesso. Esta camada não interfere com o exterior diretamente, não existindo um número definido de camadas ocultas que uma rede possua. A última camada é aquela que transmite o resultado consoante os dados que lhe foram introduzidos, denomina-se por “output” ou camada de saída.

As conexões têm como característica o seu peso ou incremento, valor esse que é multiplicado pelo resultado do nó anterior e transmitido ao seguinte. Caso esse valor seja positivo, a ligação tem por nome excitatória, caso seja um valor negativo a ligação é inibitória (Matos, 2008).

2.2.2 Tipos de redes

Existem inúmeros tipos de RNA multicamadas, no entanto, há modelos mais usados em problemas de regressão.

As MLP (do anglo-saxónico “multilayer perceptrons”) ou em português redes multicamadas de perceptrões encontram-se difundidas devido ao elevado desempenho em inúmeros domínios de aplicação. Este tipo de rede baseia-se numa camada de entrada com dados independentes, uma camada de saída onde os nós apresentam as variáveis dependentes do problema e ainda uma ou mais camadas ocultas que incluem um ou mais nós. As camadas ocultas e seus nós é que permitem à rede ajustar-se à não linearidade dos dados. No caso das MLP a rede tem apenas um sentido e não é interligada entre nós da mesma camada. O processo de aprendizagem desta rede denomina-se por aprendizagem supervisionada e acontece através de retro propagação de erro.

Mesmo sendo este tipo de rede a mais utilizada e eficiente devido à sua simplicidade, desde a década de oitenta foram realizados inúmeros progressos na área da inteligência artificial, particularmente, nas RNA. Broomhead e Lowe em 1988 introduziram as redes de base radial-RBF do inglês “Radial Basis Function”, que são uma alternativa às MLP.

As RBF têm três camadas: a de entrada, a oculta, e a de saída, a camada oculta fomenta o agrupamento dos dados de entrada na rede. Porém estas redes têm uma função de ativação, função essa que é radial do tipo gaussiana (Haykin, 1999). Relativamente às MLP as RBF têm a vantagem de serem mais rápidas no processo de aprendizagem, ainda assim não dispõem de tanta versatilidade e velocidade como as MLP.

A aprendizagem supervisionada por retro propagação tem alto desempenho no que se refere às redes multicamadas unidirecionais. Este método foi uma adaptação moderna do apresentado por Widrow & Hoff, 1960. Mais tarde veio a ser denominada por regra delta, onde o erro da saída iria ajustar os pesos. O algoritmo de aprendizagem baseia-se na multiplicação de um coeficiente pelo erro. Para este tipo de redes, multicamada, não existia qualquer método de treino, só posteriormente foram desenvolvidas, em 1974 por Werbos bases teóricas para um método de cálculo recorrendo a derivadas parciais ordenadas, originando o algoritmo de retro propagação apresentado por Rumelhart et al. (Rumelhart, Durbin, Golden, & Chauvin, 1996). Basicamente no fim de um ciclo de cálculo a rede contabiliza o erro, contabilizando o valor ideal e o que a rede forneceu, através deste rácio a rede vai se ajustando e ajustando os seus pesos, o ideal é que o rácio de erro seja o menor possível (Matos, 2008).

As ondas de pressão de admissão e escape obtidas através do software comercial foram aproximadas com o objetivo de obter uma função matemática. Esse processo foi efetuado pelas redes neuronais.

Foram efetuadas simulações para as rotações entre 2000 e 12000 rpm com um intervalo de 2000 rpm. Os dados obtidos são função da rotação e do ângulo de cambota. A utilização das RNA surge como uma ferramenta que permite aproximar um conjunto de dados complexo gerando uma função contínua de duas variáveis nos intervalos desejados.

Estes mesmos dados foram exportados e criada a rede neuronal, para tal foi necessário definir os parâmetros a serem aproximados pela rede neuronal, sendo eles as pressões de admissão e escape.

Estas pressões são em função da rotação e do ângulo de cambota. Ao treinar uma RNA é muito importante a percentagem de dados usados para o treino e a percentagem de dados usada para testar os resultados da rede. A rede é construída com as dimensões que sejam definidas: número de camadas de entrada corresponde ao número de variáveis, o número de camadas ocultas é variável, e número de camadas de saída é um (neste caso). No treino, a rede irá ajustar os pesos das redes com base em algoritmos para que encontrem os valores mínimos dos pesos.

O término de treino da rede acontece quando todos os coeficientes da rede estão ajustados para o melhor que o treino da rede consiga. Com a rede criada, a percentagem que não foi utilizada para treino será utilizada para teste da rede, verificando-se assim o comportamento da mesma, este processo permitirá observar a capacidade da rede prever o desconhecido.

A percentagem de dados para treinar e testar a rede não é definida na literatura, porém quanto maior for a percentagem de dados usados no treino melhor será a performance da rede, no entanto também é necessário uma percentagem para que a rede possa ser testada.

3 Modelo numérico e Metodologia Experimental

Com o desenvolver deste trabalho houve uma necessidade de recorrer a um modelo numérico que permitisse obter os dados de funcionamento do motor e conseqüentemente o calor que seria dissipado. Ao longo deste capítulo irá ser feita uma breve descrição do modelo.

Segundo José Miguel C Mendes Lopes, 2000 algo bastante importante no funcionamento do motor é o rendimento volumétrico pois influencia a carga máxima que o motor consegue debitar a cada rotação. A quantidade de ar admitida pelo motor é condicionada pela velocidade de rotação. Por sua vez essa mesma quantidade de ar condiciona a quantidade de combustível que o motor pode queimar em perfeitas condições, influenciando assim a potência do motor. A massa de ar retida no interior do cilindro está dependente dos seguintes parâmetros: efeitos quasi-estáticos, aquecimento do ar, perdas de carga, inercia do gás e escoamentos instacionários. Serão alvo de maior detalhe os parâmetros escoamento instacionários e inércia do gás.

Através dos escoamentos instacionários nos coletores, de admissão e escape, é possível obter benefício recorrendo às ondas de pressão para aumentar o rendimento volumétrico. O que dificulta este processo é o facto da velocidade do motor ser variável, pois esta faz com que varie o intervalo de tempo entre abertura e fecho de válvulas. Este acontecimento provoca uma variação na propagação das ondas de pressão nas condutas e coletores, verificando-se essa variação na interferência e reflexão das ondas. Ou seja, para determinada velocidade o motor pode estar afinado, mas noutra o mesmo já não acontece.

Tem-se como objetivo retirar o máximo de gás de escape do cilindro e repor-se gás fresco. No que respeita ao processo de escape, o ideal é ter uma depressão junto à válvula, quando o êmbolo está praticamente parado, aumentando assim o gás que se consegue expulsar. No entanto, o ideal para a admissão é que:

- Haja uma sobrepressão junto à válvula no instante da abertura. Este acontecimento minimizará a passagem de gás de escape do interior do cilindro para a conduta de admissão.
- E/ou uma sobrepressão no fim da admissão, no instante em que o movimento do embolo é tão reduzido que praticamente não consegue aspirar gás.

Aquando do fecho das válvulas, a velocidade do ar principalmente na admissão atinge velocidades muito elevadas. No momento em que o êmbolo atinge o PMI a admissão de ar não termina, pois a inércia do ar faz com que a entrada de ar se mantenha, acontecimento este que é benéfico para o rendimento volumétrico. Com o decorrer do tempo este efeito diminui, e quando o êmbolo inicia o deslocamento para o PMS faz com que o gás tenha tendência a deslocar-se do interior do cilindro para o coletor de admissão. Resumindo, quando a válvula de admissão se mantém aberta, nos primeiros instantes da compressão há entrada de gás no cilindro que irá diminuindo até se anular, iniciando assim o retorno de gás do cilindro para o coletor, que aumenta progressivamente.

O ideal seria fechar a válvula de admissão no instante em que a entrada de ar se anula. A grande dificuldade prende-se com o facto desse instante ser dependente da velocidade. No caso do escape, a válvula fecha com atraso, o que permite beneficiar com a inercia do gás na sua saída para o coletor após o PMS. No entanto quando este atraso é demasiado acontece uma aspiração de gás de escape do coletor para o interior do cilindro. Este efeito não é tão grande como na admissão devido à temperatura do gás de escape ser mais elevada em relação ao ar aspirado (José Miguel C Mendes Lopes, 2000).

Devido à importância e influência do escoamento modelou-se o motor num software comercial. Através do software obteve-se as ondas de pressão e recorrendo às redes neuronais aproximaram-se os valores recolhidos. Essencialmente este processo consistiu em obter uma função que aproximasse as ondas de pressão nos coletores de admissão e escape junto à válvula. A referida função introduziu-se no modelo numérico do motor. Assim conseguiu-se que todos os dados obtidos fossem por $\frac{1}{4}$ de grau de cambota. A curva de binário que foi obtida em relação à do banco de ensaio são exatamente as mesmas.

No modelo numérico é usado o modelo de combustão de Klimov,1975 (Gonçalves, 2008). Durante a combustão é utilizada uma curva de Wiebe para o cálculo das propriedades da mistura de gases no interior do cilindro. A duração da combustão na curva de Wiebe é ajustada à duração do modelo de Klimov com recurso a um processo iterativo.

3.1 Propriedades do Combustível

Para a gasolina foi considerado C_{8,26}H_{15,5} com um poder calorífico inferior-PCI, de 42,9 MJ/kg.

Assumiu-se para a relação ar-combustível estequiométrica-*AFR_s*, um índice octano da gasolina – RON, de 95. O cálculo relação Ar-combustível estequiométrica para um combustível constituído apenas por carbono e hidrogénio é dada por:

$$AFR_s = a + \frac{b}{4} * \frac{2 * 15,9994 + 3,773 * 2 * 14,0067}{a * 12,01115 + b * 1,00797} \tag{Equação 11}$$

A mistura considerou-se estequiométrica.

Para as temperaturas da cabeça, do êmbolo, do óleo do cilindro e das válvulas assumiram-se constantes, valores esses que estão de acordo com a literatura como se pode verificar na Figura 6.

T_{cabeça}=423.15 K (Lim, 1998), (Wilson et al., 2002)

T_{embolo}=523.15 K (Li 1982), (Colin R. Ferguson & Kirkpatrick, 2000)

T_{oleo_cil}=388.15 K (Li 1982), (Colin R. Ferguson & Kirkpatrick, 2000)

T_{valv_adm}=523.15 K (Lim, 1998), (Wilson et al., 2002)

T_{valv_esc}=923.15 K (Tobergte & Curtis, 2013)

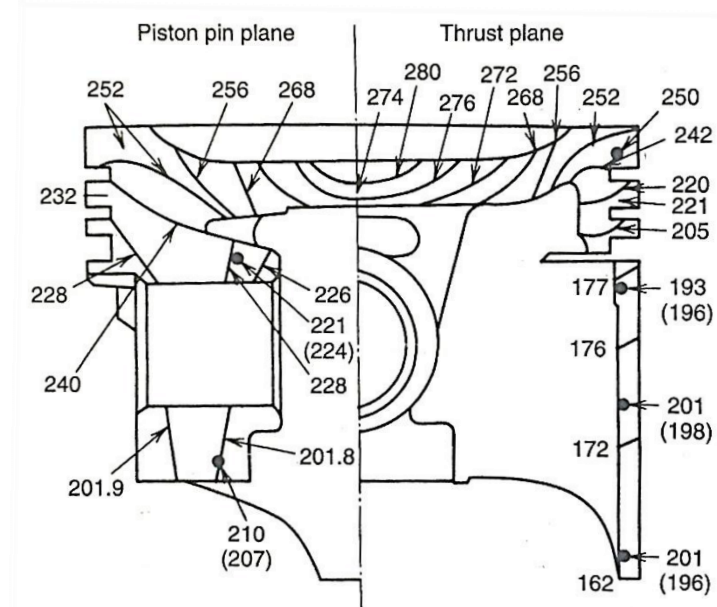


Figura 5- Distribuição de temperaturas no motor (adaptado Li,1982)

3.1.1 Propriedades dos gases

O calor específico a pressão constante (c_p), segundo (Mcbride, Gordon, & Reno, 1993) é dado pelo seguinte polinómio (Gonçalves, 2008):

$$c_{pi}(T) = R * (a_{1i} * T^{-2} + a_{2i} * T^{-1} + a_{3i} * T + a_{4i} * T^2 + a_{5i} * T^3 + a_{6i} * T^3 + a_{7i} * T^4) \quad \text{Equação 12}$$

Onde T é a temperatura em K, R é a constante universal dos gases ideais.

Nesta formulação é necessário o c_p para o combustível (Gonçalves, 2008; Heywood, 1988), oxigénio e azoto, como é expresso nas expressões seguintes:

$$c_{p_fuel} = \left(-24.078 + 256.63 * \left(\frac{T(i)}{1000}\right) - 201.68 * \left(\frac{T(i)}{1000}\right)^2 + 64.75 * \left(\frac{T(i)}{1000}\right)^3 + \frac{0.5808}{\left(\frac{T(i)}{1000}\right)^2} \right) * 4.184 \quad \text{Equação 13}$$

Através da Equação 14 calcula-se o c_p do oxigénio (Mcbride et al., 1993).

$$c_{p_O2} = (-34255.6342 * T(i)^{-2} + 484.700097 * T(i)^{-1} + 1.119010961 + 0.00429388924 * T(i) - 0.000000683630052 * T(i)^2 - 2.0233727E - 09 * T(i)^3 + 1.039040018E - 12 * T(i)^4) * R \quad \text{Equação 14}$$

A Equação 15 permite o cálculo do c_p para o Azoto (Mcbride et al., 1993).

$$c_{p_N2} = (22103.71497 * T(i)^{-2} - 381.846182 * T(i)^{-1} + 6.08273836 - 0.00853091441 * T(i) + 0.00001384646189 * T(i)^2 - 9.62579362E - 09 * T(i)^3 + 2.519705809E - 12 * T(i)^4) * R \quad \text{Equação 15}$$

A expressão apresentada a seguir dá-nos o c_p da mistura em J/mol.K.

$$c_{p_mist_JmolK} = c_{p_fuel} * X_{mol_fuel} + c_{p_O2} * X_{mol_O2} + c_{p_N2} * X_{mol_N2} \quad \text{Equação 16}$$

Na Equação 17, o c_p da mistura é dado em J/Kg.K.

$$c_{p_mist_JkgK} = \frac{\left(\frac{c_{p_fuel}}{(a * 12.01115 + b * 1.00797)} * X_{m_fuel} + \frac{c_{p_O2}}{(2 * 15.9994)} * X_{m_O2} + \frac{c_{p_N2}}{(2 * 14.0067)} * X_{m_N2} \right)}{(X_{m_fuel} + X_{m_O2} + X_{m_N2})} \quad \text{Equação 17}$$

* 1000

3.1.2 Reagentes

Enquanto a estequiometria de combustão apenas depende da fórmula química do combustível, a riqueza da mistura é um rácio que depende da estequiometria da reação de combustão e pode ser calculada em função da riqueza da mistura. Do ponto de vista dos

reagentes as frações molares e mássicas podem ser obtidas através das equações que se seguem. A fração molar de combustível nos reagentes calcula-se através da Equação 18.

$$X_{mol_fuel} = \frac{1}{\left(1 + \frac{a + \frac{b}{4}}{EquivRatio} * (1 + 3,773)\right)} \quad \text{Equação 18}$$

Por sua vez o número de moles dos reagentes obtém-se através da equação seguinte:

$$X_{m_fuel} = X_{mol_fuel} * \frac{(a * 12,01115 + b * 1,00797)}{1000} \quad \text{Equação 19}$$

A fração molar de oxigénio-O2 nos reagentes é dada por:

$$X_{mol_O2} = \frac{\frac{a + \frac{b}{4}}{EquivRatio}}{\left(1 + \frac{a + \frac{b}{4}}{EquivRatio} * (1 + 3,773)\right)} \quad \text{Equação 20}$$

O numero de moles de oxigénio nos reagentes pode ser obtida por:

$$X_{m_O2} = X_{mol_O2} * \frac{(2 * 15,9994)}{1000} \quad \text{Equação 21}$$

A fração molar de N2-Azoto nos reagentes consegue-se calcular com recurso à equação seguinte:

$$X_{mol_N2} = 3,773 * \frac{\frac{a + \frac{b}{4}}{EquivRatio}}{\left(1 + \frac{a + \frac{b}{4}}{EquivRatio} * (1 + 3,773)\right)} \quad \text{Equação 22}$$

No entanto se o objetivo for obter o número de moles de reagentes, é necessário recorrer à expressão apresentada a seguir:

$$X_{m_N2} = X_{mol_N2} * \frac{(2 * 14,0067)}{1000} \quad \text{Equação 23}$$

A massa molecular dos reagentes é a soma das massas moleculares de cada componente dos reagentes, combustível, oxigénio e azoto.

$$MM_{reag} = X_{m_fuel} + X_{m_O2} + X_{m_N2} \quad \text{Equação 24}$$

O número de moles de reagentes pode ser obtido recorrendo à Equação 25.

$$n_{mol_reag} = 1 + \frac{\left(a + \frac{b}{4}\right)}{EquivRatio} * (1 + 3,773) \quad \text{Equação 25}$$

A constante particular dos gases é dada pela expressão seguinte:

$$R_{p_reag} = \frac{R}{MM_{reag}} \quad \text{Equação 26}$$

3.1.3 Produtos combustão

As equações seguintes aplicam-se aos produtos de combustão. Estas só se aplicam para mistura estequiométrica, igual a 1, e mistura pobre.

A fração molar de CO₂-dióxido de carbono nos produtos calcula-se através da Equação 27.

$$X_{mol_CO2} = \frac{a}{\left(a + \frac{b}{2} + \left(a + \frac{b}{4}\right) * \left(3.773 + \frac{1}{EquivRatio} - 1\right)\right)} \quad \text{Equação 27}$$

Por sua vez o número de moles de dióxido de carbono após a combustão obtém-se através da equação seguinte:

$$X_{m_CO2} = X_{mol_CO2} * \frac{(12.0115 + 2 * 15.9994)}{1000} \quad \text{Equação 28}$$

Aquando a ocorrência da combustão também surge água, neste caso a fração molar de vapor de água nos produtos pode ser calculada por:

$$X_{mol_H2O} = \frac{\frac{b}{2}}{\left(a + \frac{b}{2} + \left(a + \frac{b}{4}\right) * \left(3.773 + \frac{1}{EquivRatio} - 1\right)\right)} \quad \text{Equação 29}$$

O numero de moles para a agua é dado por:

$$X_{m_H2O} = X_{mol_H2O} * \frac{(2 * 1.00797 + 15.9994)}{1000} \quad \text{Equação 30}$$

No caso dos produtos a fração molar de N₂ pode ser obtida com recurso à equação seguinte:

$$X_{mol_N2pr} = 3.773 * \frac{\left(a + \frac{b}{4}\right) \frac{1}{EquivRatio}}{a + \frac{b}{2} + \left(a + \frac{b}{4}\right) * \left(3.773 + \frac{1}{EquivRatio} - 1\right)} \quad \text{Equação 31}$$

Por sua vez o número de moles para azoto é possível de calcular com a Equação 32.

$$X_{m_N2pr} = X_{mol_N2pr} * \frac{2 * 14.0067}{1000} \quad \text{Equação 32}$$

A fração molar de O₂ nos produtos é dada por:

$$X_{mol_O2pr} = \left(a + \frac{b}{4}\right) * \frac{\left(\frac{1}{EquivRatio} - 1\right)}{a + \frac{b}{2} + \left(a + \frac{b}{4}\right) * \left(3.773 + \frac{1}{EquivRatio} - 1\right)} \quad \text{Equação 33}$$

A Equação 34 permite o cálculo para o número de moles de O₂.

$$X_{m_O2pr} = X_{mol_O2pr} * \frac{2 * 15.9994}{1000} \quad \text{Equação 34}$$

A soma das massas moleculares descritas acima originam a massa molecular dos produtos, como podemos verificar na Equação 35.

$$MM_{pr} = X_{m_CO2} * X_{m_H2O} + X_{m_N2pr} + X_{m_O2pr} \quad \text{Equação 35}$$

O número de moles dos produtos é dado pela expressão seguinte.

$$n_{mol_prod} = a + \frac{b}{2} + \frac{\left(a + \frac{b}{4}\right)}{EquivRatio} * 3.773 + \left(a + \frac{b}{4}\right) * \frac{1}{EquivRatio} - 1 \quad \text{Equação 36}$$

A constante particular dos gases é dada pela expressão seguinte:

$$R_{p_prod} = \frac{R}{MM_{prod}} \quad \text{Equação 37}$$

3.2 Área das válvulas

Nesta matéria existem estudos que referem que a área equivalente de passagem de gases nas válvulas de admissão e escape deve ser dividida em três partes se a árvore de cames for simétrica (Gonçalves, 2008; Heywood, 1988; Pereira, 2011) e em cinco se a mesma não o for (Gonçalves, 2008; Heywood, 1988; Pereira, 2011). Para o caso de ser simétrica as três fases dividem-se da seguinte disposição: fase de abertura, levantamento e fase máxima, neste caso a abertura e o fecho são exatamente iguais. Quando o mesmo não acontece o que difere é após o ponto máximo. Ou seja, além das três fases descritas, existem mais duas fases. São

elas: fase de encosto que é o oposto à fase de desenvolvimento e fecho ou assentamento que equivale à abertura. No presente trabalho a árvore de cames é simétrica.

3.2.1 Admissão

Na fase inicial-abertura da válvula da sede, a expressão que permite o cálculo da área equivalente segundo Heywood, 1988 é a seguinte:

$$A_{valv_adm}(i) = \pi * L_{valv_adm}(i) * \text{Cos}(\text{beta_valv_adm}) * (d_{valv_adm} - 2 * \text{EspSede_adm} + \frac{L_{valv_adm}(i)}{2} * \text{Sin}(2 * \text{beta_valv_adm})) \quad \text{Equação 38}$$

Por sua vez na fase intermédia ou desenvolvimento a área equivalente pode ser calculada com recurso à Equação 39 (Gonçalves, 2008; Heywood, 1988).

$$A_{valv_adm}(i) = \pi * (d_{valv_adm} - \text{EspSede_adm}) * \sqrt{(L_{valv_adm}(i) - \text{EspSede_adm} * \text{Tan}(\text{beta_valv_adm}))^2 + \text{EspSede_adm}^2} \quad \text{Equação 39}$$

Já no caso da fase máxima a expressão para a área equivalente é dada por (Gonçalves, 2008; Heywood, 1988):

$$A_{valv_adm}(i) = \frac{\pi}{4} * ((d_{valv_adm} - 2 * \text{EspSede_adm})^2 - dhaste_adm^2) \quad \text{Equação 40}$$

3.2.2 Escape

A área equivalente da válvula de escape é dada pelas expressões que são apresentadas de seguida. Para a fase de abertura da válvula a sua área equivalente pode ser calculada através da Equação 41 (Gonçalves, 2008; Heywood, 1988):

$$A_{valv_esc}(i) = \pi * L_{valv_esc}(i) * \text{Cos}(\text{beta_valv_esc}) * (d_{valv_esc} - 2 * \text{EspSede_esc} + \frac{L_{valv_esc}(i)}{2} * \text{Sin}(2 * \text{beta_valv_esc})) \quad \text{Equação 41}$$

A Equação 42 permite o cálculo da área equivalente de passagem de gás na fase de desenvolvimento (Gonçalves, 2008; Heywood, 1988):

$$A_{valv_esc}(i) = \pi * (d_{valv_esc} - EspSede_esc) * \sqrt{(L_{valv_esc}(i) - EspSede_esc * Tan(beta_{valv_esc})^2 + EspSede_esc^2)} \quad \text{Equação 42}$$

A área equivalente na fase máxima é dada pela expressão apresentada a seguir (Gonçalves, 2008; Heywood, 1988):

$$A_{valv_esc}(i) = \frac{\pi}{4} * ((d_{valv_esc} - 2 * EspSede_esc)^2 - dhaste_esc^2) \quad \text{Equação 43}$$

A velocidade média de entrada dos gases de admissão assumindo rendimento volumétrico 100% é dada por:

$$uAdm_med = \frac{\pi * \frac{d^2}{4}}{maxA_{valv_adm}} * ue_med \quad \text{Equação 44}$$

3.3 Fluxos gasosos

As expressões utilizadas para os fluxos, uma para escoamento sónico e outra para escoamento subsónico, são as constantes da Equação 45e da Equação 46. O escoamento sónico pode ser calculado pela expressão apresentada na Equação 45.

$$mAdm_in_ch = 0.87 * A_{valv_adm}(i) * \frac{P_{adm}}{\sqrt{(Rp_reag * T_{adm})}} * \sqrt{(gama_AF) * \left(\frac{2}{gama_AF + 1}\right)^{\frac{(gama_AF + 1)}{(gama_AF - 1)}}} \quad \text{Equação 45}$$

Para o cálculo do escoamento subsónico a equação aplicada é a seguinte:

$$mAdm_in_nch = 0.87 * A_{valv_adm}(i) * \frac{P_{adm}}{\sqrt{Rp_reag * Tamb}} * \left(\frac{P(i-1)}{P_{adm}}\right)^{\frac{1}{gama_AF}} * \sqrt{\frac{2 * gama_AF}{gama_AF - 1} * \left(1 - \frac{P(i-1)}{P_{adm}}\right)^{\frac{gama_AF}{(gama_AF - 1)}}} \quad \text{Equação 46}$$

Quando se tratam de retornos, as equações também se aplicam para admissão e escape. Quando o retorno é sónico à conduta pode-se aplicar a próxima equação:

$$mAdm_out_ch = -0.73 * A_{valv_adm}(i) * \frac{P(i-1)}{\sqrt{Rp_prod * T(i-1)}} * \sqrt{gama * \left(\frac{2}{gama + 1}\right)^{\frac{gama + 1}{gama - 1}}} \quad \text{Equação 47}$$

Quando o retorno é subsónico a equação a aplicar é a Equação 48.

$$mAdm_out_nch = -0.73 * A_valv_adm(i) * \frac{P(i-1)}{\sqrt{Rp_prod * T(i-1)}} * \frac{Padm}{P(i-1)} \frac{1}{gama}$$

$$* \sqrt{2 * \left(\frac{gama}{gama-1}\right) * \left(1 - \frac{Padm}{P(i-1)}\right)^{\frac{gama-1}{gama}}}$$

Equação 48

Sendo as equações as mesmas, o que varia são apenas as condições para aplicação das mesmas. Para a admissão a condição que permite a aplicação da Equação 45 é dada pela Equação 49.

$$\frac{P(i-1)}{Padm} \leq 1 \text{ And } \frac{P(i-1)}{Padm} \leq \frac{2}{(gama_AF + 1)} \frac{gama_AF}{(gama_AF - 1)}$$

Equação 49

Por sua vez para o escoamento subsónico a condição é dada por:

$$\frac{P(i-1)}{Padm} \leq 1 \wedge \frac{P(i-1)}{Padm} > \frac{2}{(gama_AF + 1)} \frac{gama_AF}{(gama_AF - 1)}$$

Equação 50

O Retorno Sónico à conduta de admissão aplica-se quando a Equação 51 é satisfeita.

$$\frac{P(i-1)}{Padm} > 1 \wedge \frac{P(i-1)}{Padm} \leq \frac{2}{(gama_AF + 1)} \frac{gama_AF}{(gama_AF - 1)}$$

Equação 51

O recurso à Equação 48 acontece quando a condição para o retorno subsónico é satisfeita. A condição é apresentada pela Equação 52.

$$\frac{P(i-1)}{Padm} > 1 \wedge \frac{P(i-1)}{Padm} > \left(\frac{2}{(gama_AF + 1)}\right) \frac{gama_AF}{(gama_AF - 1)}$$

Equação 52

O balanço de fluxos mássicos pode ser calculado com recurso à equação seguinte:

$$mAdm = mAdm_in_ch + mAdm_in_nch + mAdm_out_ch + mAdm_out_nch$$

Equação 53

Com recurso à expressão seguinte pode-se calcular o fluxo mássico de entrada na admissão. O 0,25 resulta do quarto de grau, enquanto que o 6 em denominador resulta de 360/60, em que o 360 corresponde aos graus e os 60 a segundos.

$$massaAdm_in = massaAdm_in + (mAdm_in_ch + mAdm_in_nch) * \frac{0.25}{n * 6}$$

Equação 54

O fluxo mássico de saída pode se calcular através da equação seguinte:

$$massaAdm_out = massaAdm_out + (mAdm_out_ch + mAdm_out_nch) * \frac{0.25}{n * 6}$$

Equação 55

3.4 Transmissão de calor

No funcionamento de um motor de combustão interna, um aspecto importante a ter em atenção é o comportamento térmico, pois este influencia a eficiência, potência, emissões, lubrificação e a capacidade de arrefecimento do motor. As paredes da câmara de combustão são influenciadas pela transferência de calor. A eficiência reduz a pressão no cilindro e a temperatura, deste modo, o trabalho realizado sobre o pistão diminui por ciclo. O Calor dissipado pelo radiador de um motor é aproximadamente 30% do valor total de combustível fornecido durante um ciclo (Fallis, 2013) (Prudhvi, Vinay, & Babu, 2013) (Sanli, Sayin, Gumus, Kilicaslan, & Canakci, 2009). Metade destas perdas devem-se à transferência de calor dentro do cilindro e as restantes acontecem pela cabeça do cilindro e válvula de escape (C. R. Ferguson and A. T. Kirkpatrick, 2001) (G. Borman and K. Nishiwaki, 1987).

Conforme anteriormente referido no capítulo 1 as elevadas temperaturas no motor podem causar tensões térmicas do material que proporcionem falha por fadiga nos vários componentes do motor, existindo possibilidade de causar fendas na cabeça do cilindro, deformação do diâmetro do cilindro e também nas hastes das válvulas. Manter a temperatura dentro de um certo limite na câmara de combustão previne a deterioração da película de óleo, ou oxidação que pudessem provocar uma diminuição da viscosidade. A temperatura da película de óleo, nas paredes do cilindro, não deve exceder os 200°C (Sanli et al., 2009).

A modelação da transferência de calor em motores de combustão interna tem sido uma tarefa difícil devido à sua imprevisibilidade. No entanto, existem modelos que procuram prever o coeficiente de transferência de calor entre os gases e as paredes do cilindro. Das primeiras leis propostas - a de Annand propunha uma relação empírica com base na condutividade térmica e a temperatura do motor que permitia o cálculo do coeficiente térmico através das paredes. Por sua vez Woschni propôs um modelo em que o coeficiente dependia da pressão, da temperatura e da velocidade do motor (Rivas, Witrant, Sename, Higelin, & Caillol, 2012).

A transferência de calor em cada cilindro é dominada pela convecção entre o gás e as paredes internas. Os modelos de transmissão de calor mais comuns são modelos de uma zona. O coeficiente médio instantâneo de transmissão de calor, $h(\theta)$ entra como um valor único para o cálculo das perdas térmicas no ciclo (Ferguson & Kirkpatrick, 2015). Há duas correlações profusamente citadas que permitem calcular o seu valor: A de Annand (Annand, 1963) e a de Woschni (Woschni, 1967).

3.4.1 Modelo de Annand

A correlação de Annand foi obtida a partir de medições efetuadas com termopares localizados na cabeça do motor e é dada por:

$$Nu = An1 * Re^{An2} \quad \text{Equação 56}$$

Estudos posteriores efetuados com motores a 4 tempos propuseram ajustes nos coeficientes da expressão (Kornhauser & Smith Jr, 1987; Rivas, Witrant, Sename, Higelin, & Caillol, 2012; Sanli, Ozsezen, Kilicaslan, & Canakci, 2008). Os valores apresentados na literatura definem como intervalos aceitáveis: $0,26 \leq a \leq 0,80$ e $0,60 \leq b \leq 0,90$.

Para o cálculo dos números de Nusselt e Reynolds na correlação de Annand são consideradas como velocidade característica a velocidade média do êmbolo e o comprimento característico é o diâmetro do cilindro.

No cálculo das propriedades da mistura de gases no interior do cilindro, tais como a viscosidade, a condutividade térmica e a densidade é considerada a média ponderada dos valores instantâneos dos gases frescos e dos queimados.

Neste modelo o coeficiente de convecção interna é dado pela expressão seguinte, esta é obtida substituindo na Equação 56 a expressão de Reynolds (Equação 58) e de Nusselt (Equação 59):

$$hc = An1 * \frac{k_{mistura}}{d} * \left(\rho_{mist} * \mu_{med} * \frac{d}{viscdin_{mistura}} \right)^{An2} \quad \text{Equação 57}$$

Os valores de An1 e An2 assumidos são 0.64 e 0.7 respetivamente.

Expressão para o cálculo do número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho * u}{\mu} \quad \text{Equação 58}$$

Em que ρ é a massa específica do fluido, u a velocidade média e μ a viscosidade dinâmica. Este número é adimensional e permite que se calcule o regime de escoamento de determinado fluido sobre uma superfície

Define-se a expressão para o cálculo do número de Nusselt como:

$$Nu = \frac{hc * d}{k} \quad \text{Equação 59}$$

Onde hc é o coeficiente de transferência térmica, d é o comprimento característico e k é a condutividade térmica do fluido. O recurso a este número permite a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção, baseada em análise dimensional.

3.4.2 Modelo de Woschni

A correlação de Woschni foi obtida através de um balanço térmico efetuado num motor diesel e é dada por:

$$Nu = 0,035 * Re^{0,8} \quad \text{Equação 60}$$

Há uma aparente semelhança entre as expressões propostas por Annand e Woschni. O modelo de Woschni também assume uma dimensão característica constante, para o cálculo do número de Reynolds, tal como o de Annand. Contudo, o modelo de Woschni considera a velocidade característica do gás variável, para ter em conta o movimento induzido pela combustão.

A velocidade característica do gás é proporcional à velocidade média do êmbolo durante as fases de compressão e escape. Contudo, durante a combustão e expansão é assumido que as velocidades do gás aumentam como resultado do aumento de pressão provocado. Nesta fase, a velocidade característica do gás é dada por:

$$u = 2,28 * \bar{u}_e + 0,00324 * T_{FVA} \frac{V_{v1}}{V_{FVA}} \frac{\Delta P_c}{P_{FVA}} \quad \text{Equação 61}$$

Sendo que: \bar{u}_e é a velocidade média do êmbolo [m/s], T_{FVA} representa a temperatura no instante do fecho da válvula de admissão em [K], V_{FVA} é o volume no instante do fecho da válvula de admissão em [m³], P_{FVA} é a simbologia para pressão no instante do fecho da válvula de admissão [kPa], V_{v1} é a cilindrada unitária ou volume varrido pelo cilindro [m³] e ΔP_c dá-nos o aumento de pressão instantâneo devido à combustão [kPa].

O aumento de pressão instantânea devido à combustão corresponde à diferença de pressões no interior do cilindro para as situações em que o motor está a ser operado e em que está a ser arrastado. Esta última pode ser calculada a partir da equação de uma adiabática, a partir do instante do fecho da válvula de admissão.

Quando as válvulas de admissão ou escape se encontram abertas o movimento dos gases é acelerado pelo fluxo de entrada ou saída do cilindro. Nesta condição, Woschni propõe:

$$u = 6,18 * \bar{u}_e \quad \text{Equação 62}$$

Na forma dimensional e assumindo que a condutividade térmica do gás pode ser aproximada por $k \approx T^{0,75}$ e a sua viscosidade aproximada por $\mu \approx T^{0,62}$ (Heywood, 1988) a relação de Woschni pode ser expressa por:

$$hc = 0.035 * \frac{k_{mistura}}{d} * \left(\rho_{mist(i)} * u_{ref} * \frac{d}{\mu_{mistura}} \right)^{0.8} \quad \text{Equação 63}$$

3.4.3 Modelo de Han et al.

Por sua vez, Han et al. (1999) propõe um modelo para o coeficiente de transmissão de calor instantânea em motores de ignição com fluxo turbulento a qual é enunciada na Equação 64.

$$hc = 0.055 * \frac{k_{mistura}}{d} * \left(\rho_{mist(i)} * u_{ref} * \frac{d}{\mu_{mistura}} \right)^{0.75} \quad \text{Equação 64}$$

Para esta formulação a velocidade característica é dada por:

$$u = 0,494 * \bar{u}_e + 0,73 * 10^{-6} * (PdV + VdP) \quad \text{Equação 65}$$

No decorrer deste trabalho a construção de um modelo foi uma mais-valia pois permitiu quantificar o calor a dissipar pelo radiador.

A condutividade térmica em W/m.K calcula-se através da Equação 66:

$$K_{mistura} = \frac{(9 * gama - 5) * \mu_{mist} * (cp_{mist} / JkgK - Rp_{mist})}{4} \quad \text{Equação 66}$$

As perdas térmicas podem ser calculadas recorrendo aos valores obtidos de coeficientes de convecção, através de cada modelo mencionado acima. Substituindo hc na Equação 67 consegue-se obter as perdas térmicas, em J.

$$Q = -hc * \frac{0.25}{RPM * 6} * \left(\left(A_{cabeca} - n_{valv_adm} * \pi * \frac{d_{valv_adm}^2}{4} - n_{valv_esc} * \pi * \frac{d_{valv_esc}^2}{4} \right) * (T(i-1) - T_{cabeca}) + \pi * \frac{d^2}{4} * \left((T(i-1) - T_{embolo}) + n_{valv_adm} * \pi * \frac{d_{valv_adm}^2}{4} * (T(i-1) - T_{valv_adm}) + n_{valv_esc} * \pi * \frac{d_{valv_esc}^2}{4} * (T(i-1) - T_{valv_esc}) + pi * d * s(i) * (T(i-1) - T_{oleo_cil}) \right) \right) \quad \text{Equação 67}$$

3.5 Metodologia Experimental

Para o trabalho desenvolvido considerou-se importante proceder a uma avaliação da dissipação térmica do radiador. Para tal foi usado um radiador cujas características são descritas na Tabela 1.

Para a realização desta avaliação experimental foi ainda necessário um sistema ou equipamento com capacidade de fornecer o caudal de água quente desejado a temperaturas constantes e pré-determinadas. Para este propósito foi avaliada a utilização de um motor de combustão interna e de uma caldeira a gás. A caldeira a gás permite um maior controlo sobre a temperatura de saída da água quente no circuito primário, com um caudal aproximadamente constante. No caso do motor de combustão interna, a temperatura de saída do fluido refrigerante é dependente da rotação e da carga do motor, sendo o caudal dependente da rotação. Perante essa situação foi utilizada uma caldeira mural a gás, sendo o esquemático da instalação representado na Figura 6. A caldeira em causa uma ROCA, modelo LAURA 20 com capacidade para assegurar um caudal de 13,4 dm³/min com $\Delta T=25^{\circ}\text{C}$ entre a saída da água quente e o retorno da mesma. Para a medição do caudal de água quente foram interpostos em série no circuito fechado um rotâmetro e um venturi. A introdução destes elementos permitiu a comparação dos valores do caudal de entrada e saída do radiador.

Na Figura 6 apresenta-se o esquema de princípio da atividade experimental. A saída da caldeira – circuito primário – liga através de uma mangueira à entrada no radiador, por sua vez a saída do radiador é ligada ao rotâmetro para medição de caudal. A saída do rotâmetro é ligada à caldeira completando assim o circuito fechado, Figura 6. À entrada e à saída do radiador estão instalados termómetros (T1 e T2, conforme indicado na Figura 6) que permitem monitorizar as temperaturas da água que entra e sai do radiador. As condições termo-higrométricas do ar envolvente foram recolhidas através das temperaturas de bolbo seco e bolbo húmido.

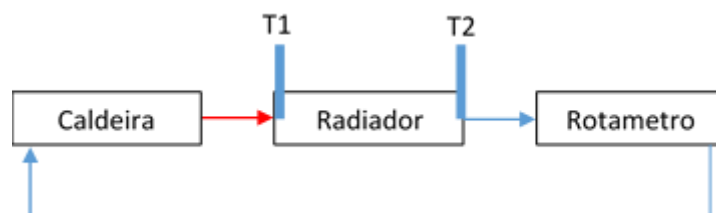


Figura 6 – Esquema de ligações da atividade experimental

O facto de ter sido usado um venturi colocado em série com um rotâmetro permitiu a comparação dos valores do caudal. Foram realizados ensaios preliminares para esse efeito. A perda de carga no venturi pode considerada desprezável considerando os caudais em causa durante a realização dos ensaios (ISO 5167-4:2003). Os valores dos caudais calculados desta maneira no venturi apresentam diferenças inferiores a 1% relativamente aos valores calculados através da curva característica do rotâmetro, fornecida pelo fabricante do equipamento.

Para que se pudesse proceder à avaliação da dissipação térmica do radiador foi necessário na instalação um ventilador. O ventilador disponível é usado numa instalação de ensaios psicrométricos e tem uma potência de 432W. Com recurso a um potenciómetro, permite a variação de caudal. Existe também a capacidade de aquecimento de caudal de ar à saída do ventilador pela combinação de várias resistências elétricas com capacidade de dissipação de até 3 kW por efeito de Joule. Este ventilador é dotado de capacidade de arrefecimento do caudal de ar através de uma máquina frigorífica cujo evaporador se encontra montado à saída do ventilador. No âmbito dos ensaios experimentais realizados não foram usadas nem a máquina frigorífica, nem as resistências de aquecimento do ar.

Existindo na atividade experimental um ventilador que irá projetar o caudal de ar analisar o campo de velocidades gerado é fundamental. Segundo a literatura a secção do campo de velocidades gerada deve ser projetada de maneira a que as interferências no radiador sejam mínimas. Alguns autores como Bradshaw e Mehta, 2008 defendem que o comprimento mínimo necessário entre o ventilador e o corpo de prova deve ser entre 0,5 a 3 vezes o diâmetro hidráulico para que suavize o escoamento a níveis aceitáveis, embora em certos casos sejam usados mais que 3 vezes do diâmetro (Coutinho, 2014). Considerando estes dados, teria que se colocar o radiador a pelo menos 1 metro do ventilador, devido à maior dimensão da turbina ser 30 centímetros. Perante o cenário descrito verificou-se o campo de velocidades, com recurso a um tubo de Pitot. O tubo de Pitot moveu-se horizontal e verticalmente com o objetivo de encontrar a área em que o campo fosse uniforme. O campo encontrado tinha dimensões bastante reduzidas pelo que não seriam viáveis os testes com o ventilador e radiador descritos. A existência de um campo uniforme é bastante importante pois permite assegurar condições dinâmicas similares ao que sucede num veículo ao deslocar-se em estrada. Perante os resultados obtidos o teste em convecção forçada não iria ser fidedigno, no entanto ao efetuar um teste em convecção natural permitiria o cálculo da dissipação de calor pelo radiador.

Foi ainda equacionada a possibilidade de efetuar o teste num túnel de vento existente no Laboratório de Aerodinâmica Industrial, porém esta hipótese traria dificuldades com a instalação de circuito de água quente, pois teria de ser instalada ao lado do túnel. As dificuldades de índole experimental que tal situação acarretaria face aos benefícios que poderiam aportar a este trabalho levaram a que tal hipótese fosse apenas equacionada apenas como trabalho futuro.

Deste modo foi decidida a realização de testes em condições de convecção natural para o ar em torno do radiador.

3.5.1 Caracterização Radiador

O radiador utilizado na atividade experimental é um radiador automóvel de alhetas com as características mencionadas na Tabela 1.

Largura (L)	0,342 m
Altura (H)	0,31875 m
Profundidade (P)	0,0343 m
Nº alhetas (Na)	266
Nº tubos (Nt)	34
Diametro dos tubos (D)	0,00795 m

Tabela 1 – Caracterização do radiador

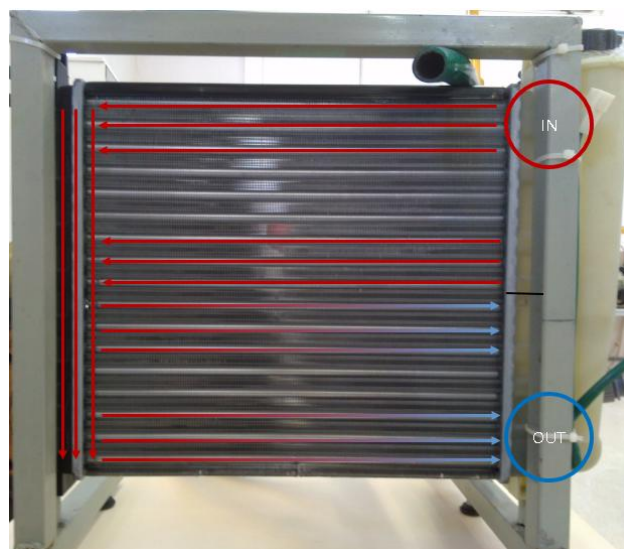


Figura 7 - Radiador

A área do radiador é a soma da área dos tubos e da área das alhetas. A área de um tubo é apresentado na Equação 68:

$$A_t = 2 * \pi * \frac{D}{2} * L \quad \text{Equação 68}$$

Por sua vez, a área das alhetas é dada pela Equação 69:

$$A_a = 2 * (P * H - (A_t * N_t)) * N_a \quad \text{Equação 69}$$

3.5.2 Caracterização do motor

O motor que esteve na base do modelo numérico foi o Suzuki GSXR-600 com os parâmetros apresentados nas Tabela 2 e Tabela 3. Com os dados deste motor modelou-se também no software comercial.

	Simbologia/unidades	
Diâmetro do cilindro	d /m	0,067
Curso do êmbolo	L /m	0,0425
Razão de compressão	rc	12,50
Comprimento da biela	Bl /m	0,093
Número de cilindros	ncil	4

Tabela 2 – Parâmetros Geométricos do Motor

Descrição/unidades	Admissão		Escape	
Diâmetro da cabeça da válvula /m	d_valv_adm	0,02735	d_valv_esc	0,0221
Espessura da sede da válvula /m	EspSede_adm	0,002675	EspSede_esc	0,0017
Ângulo da sede da válvula /°	beta_valv_adm	10,0	beta_valv_esc	11,0
Curso máximo da válvula /m	Lmax_valv_adm	0,0084	Lmax_valv_esc	0,0072
Diâmetro da haste da válvula /m	dhaste_adm	0,0046	dhaste_esc	0,0046
Número de válvulas	n_valv_adm = 2	2,0	nVE	2
Abertura da válvula	AVA /°APMI	14	AVE /°APMI	47
Fecho da válvula	FVA /°DPMS	90	FVE /°DPMS	21

Tabela 3 – Parâmetros Geométricos das válvulas

O comprimento dos tubos primários de admissão são representados por: L_tubos_adm e têm 0,405 [m], em relação ao diâmetro identifica-se por d_tubos_adm, e tem a seguinte medida: 0,0307 [m].

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

4 Análise de Resultados

4.1 Aproximação por Redes Neurais

Ao criar a rede neuronal definiram-se como aceitáveis 80% dos dados para treino e 20% para teste, no entanto realizaram-se testes com outras percentagens para observar o comportamento da rede.

Os tipos de redes experimentadas como solução para o problema as foram MLP e RBF. Após alguns testes, e tal como é referido na literatura, observou-se que as MLP proporcionavam melhores resultados. Perante o observado geraram-se 5000 redes MLP contendo um número máximo de 50 neurónios na camada oculta. Das redes geradas foram retidas as melhores e escolheu-se a que tinha melhor performance.

Após este processo foram implementadas duas redes neuronais artificiais no modelo numérico do motor de ignição por faísca para descrever as pressões nos coletores de admissão e escape em função das rotações e do ângulo de cambota

A rede da pressão de admissão tem a seguinte configuração: MLP 2-16-1

Na Figura 8 observa-se os dados de partida da pressão no coletor de admissão e a aproximação através das RNA.

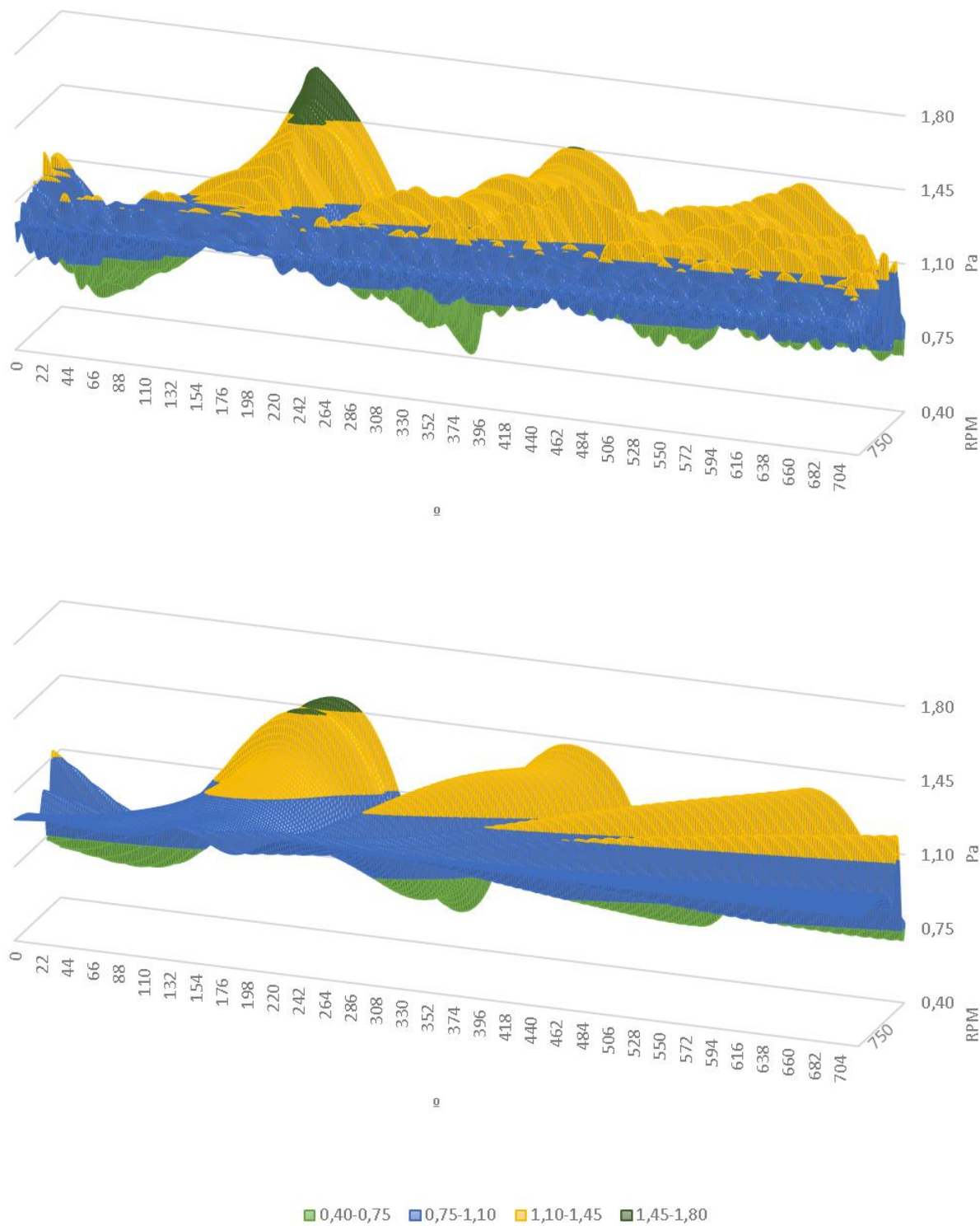


Figura 8 – Pressões de admissão em função do ângulo de cambota e da rotação do motor. Dados de partida (gráfico superior) e função de aproximação (gráfico inferior)

O coeficiente de determinação e erro quadrático correspondente aos dados apresentados na figura anterior é de 84,05% e 0,42%, respetivamente.

Adicionalmente à Figura 8, onde se observam os dados de partida da pressão no coletor de admissão e da aproximação aos mesmos através das RNA, mostra-se, na Figura 9, a diferença entre os dados de partida da pressão no coletor de admissão e da aproximação através das RNA. Nesta é possível ter maior sensibilidade quanto à aproximação conseguida pela RNA.

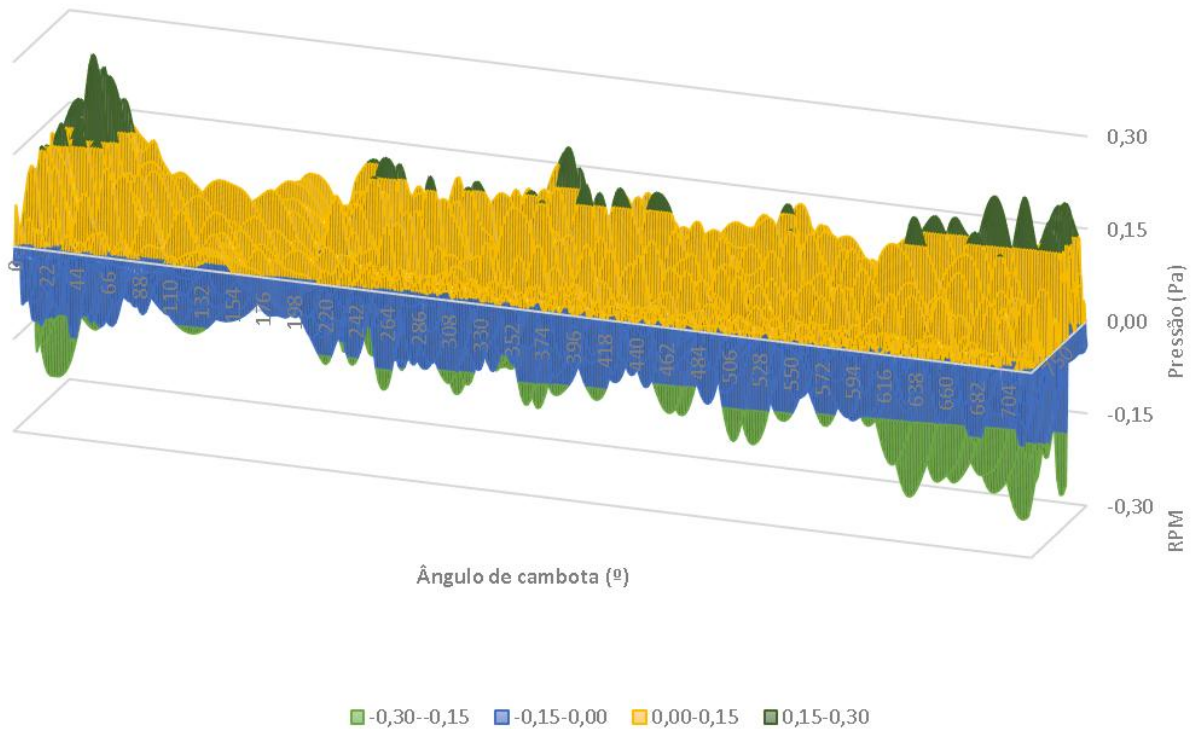


Figura 9 –Diferenças entre os dados de partida e a função de aproximação no coletor de admissão

Na página seguinte é apresentada a Figura 10 onde se observam os dados de partida da pressão no coletor de escape e a função de aproximação às mesmas através das RNA. Mostra-se, na Figura 11, a diferença entre os dados de partida da pressão no coletor de escape e a aproximação através das RNA. Nesta é possível ter maior sensibilidade quanto à aproximação conseguida pela RNA.

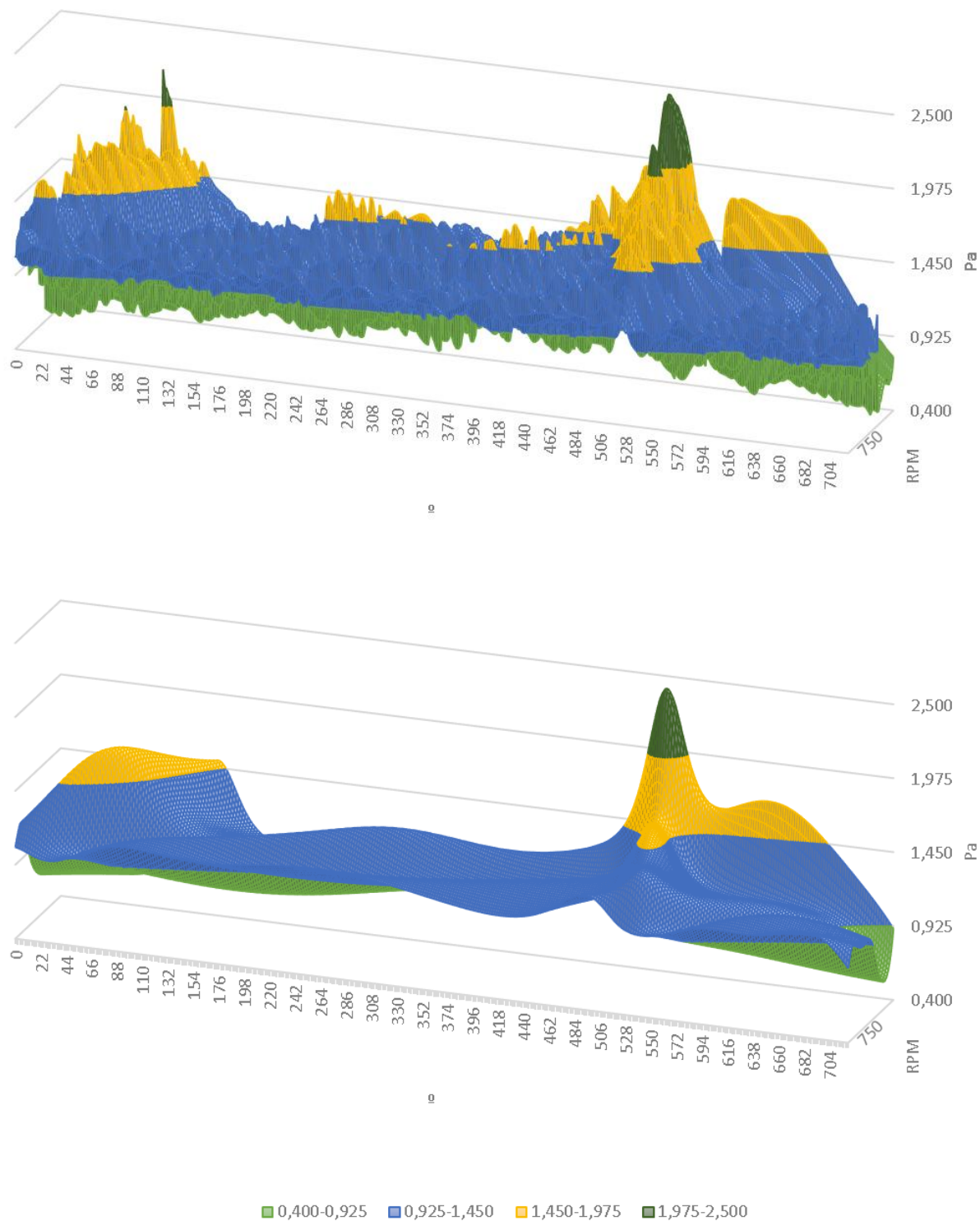


Figura 10 – Pressões de escape em função do ângulo de cambota e da rotação do motor. Dados de partida (gráfico superior) e função de aproximação (gráfico inferior)

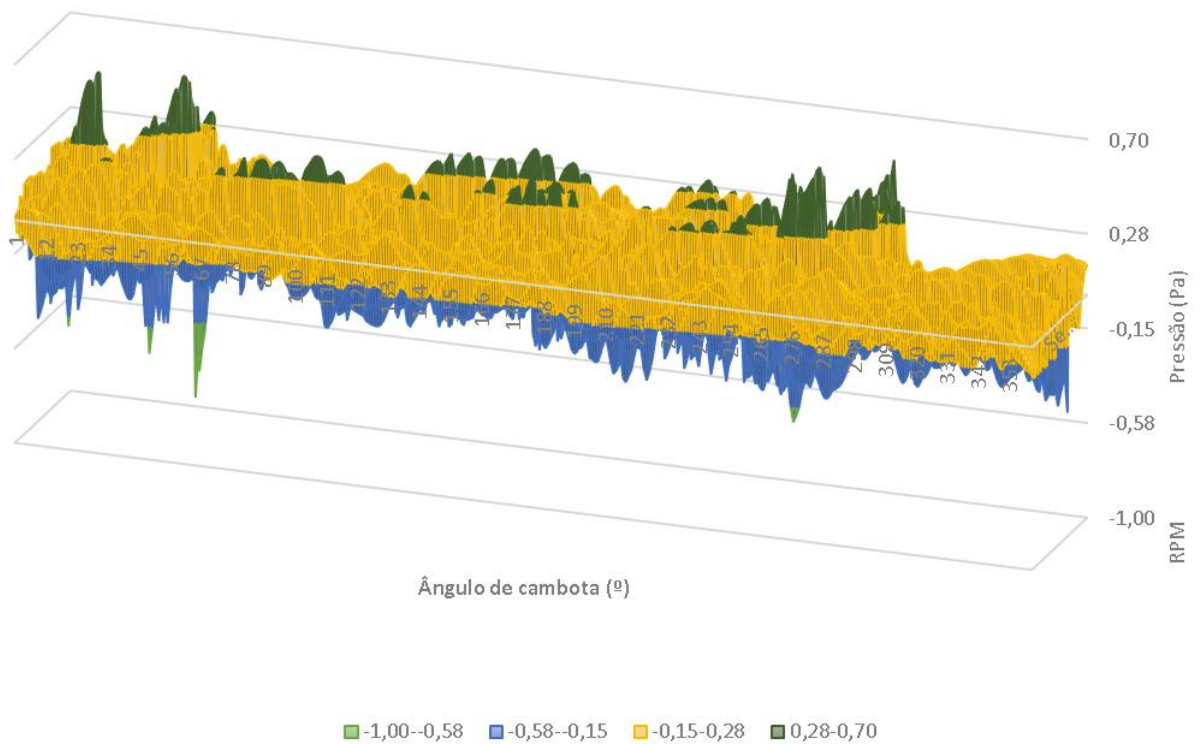


Figura 11 – Gráfico de diferenças entre os dados de partida e a função de aproximação no coletor de escape

Na Tabela 4 é apresentado um resumo dos erros das funções de aproximação.

	Pressão de admissão	Pressão de escape
Erro quadrático (r)	91,7%	88,94%
Coefficiente de determinação (R ²)	84,1%	79,10%
Variância	2,40%	6,28%
Covariância	2,19%	5,29%
Variância do erro (ANOVA)	0,42%	1,95%

Tabela 4 – Resumo de erros das funções de aproximação

4.2 Modelo numérico

Com base no modelo numérico do motor desenvolvido efetuaram-se simulações para obter os coeficientes de convecção de cada modelo de transmissão de calor. Através destes obtiveram-se os valores de dissipação de calor. Para uma análise mais detalhada efetuaram-se simulações a diferentes velocidades de rotação do motor. Na Figura 12 é apresentada uma comparação exemplificativa entre correlações, no caso para a rotação de 9500 rpm. As restantes podem ser consultadas no anexo.

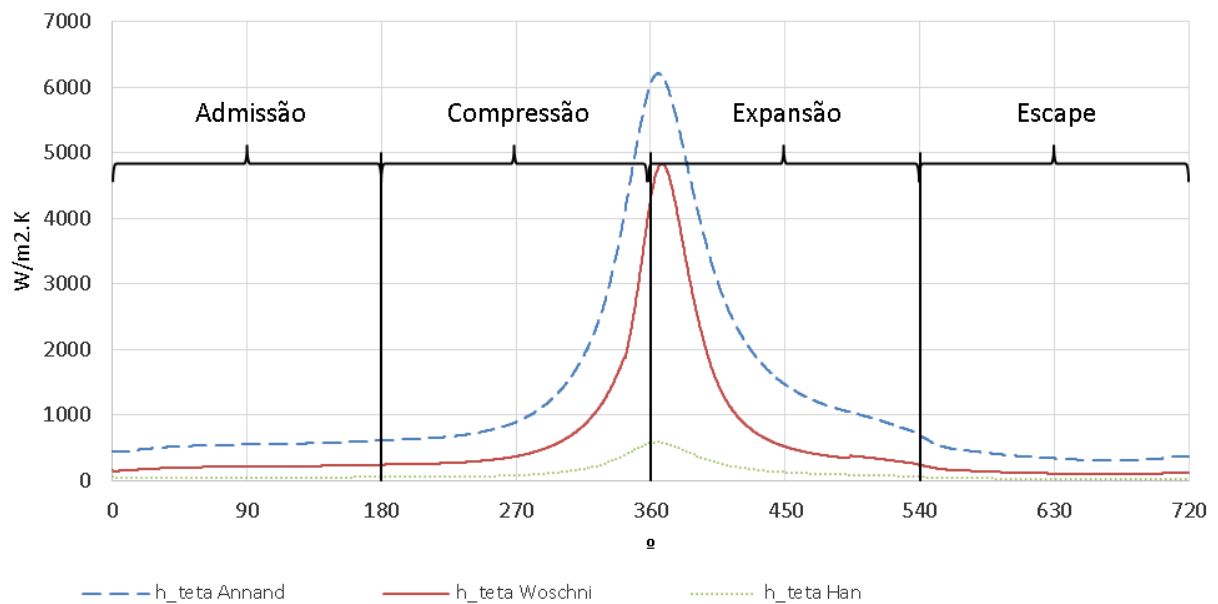


Figura 12 – Comparação entre correlações para a rotação de 9500 rpm

Numa breve análise da Figura 12 e do anexo, verifica-se que existe uma diferença considerável entre a correlação de Annand e de Voschni acentuando-se esta diferença para a correlação de Han. Na Tabela 5 são apresentadas as diferenças globais entre correlações de Annand e Voschni tendo por base a correlação de Annand.

RPM	Potência térmica bruta do combustível com base no PCI (KW)	Annand	Woschni	$\Delta\%$ hc
1000	19,00	30,9%	63,1%	-32,3%
2000	23,25	31,0%	28,3%	2,7%
3500	48,39	24,3%	16,8%	7,5%
4500	75,55	21,0%	13,8%	7,2%
5500	98,21	19,8%	12,1%	7,7%
6500	119,13	18,9%	10,8%	8,1%
7500	142,88	18,2%	10,0%	8,2%
8500	171,57	17,7%	9,6%	8,1%
9500	203,04	17,2%	9,3%	7,9%

Tabela 5 – Percentagem de perdas calculadas pelo modelo de Annand e de Woschni e diferenças percentuais globais entre as perdas de Annand e Woschni por rotação do motor

Comparando os resultados com Colin R. Ferguson & Kirkpatrick, 2000, constata-se que as diferenças obtidas são na mesma ordem de grandeza, neste caso para 2000 rpm, cerca de 2%. No caso das 1000 rpm, verifica-se uma diferença elevada entre correlações devido a uma descontinuidade que se verifica apenas nesta rotação. Para que se corrigisse esta descontinuidade todas as outras rotações seriam prejudicadas, ou seja, não se consegue obter um coeficiente que permitisse obter para todas as rotações valores aceitáveis e sem que existam descontinuidades. Para as restantes rotações não foram encontrados valores de diferenças que pudessem ser assumidas como referencia. No entanto, verifica-se que as diferenças exceto são na mesma ordem de grandeza e com pouca diferença, exceto para 1000 e 2000 rpm. Através da Tabela 5 verifica-se que nas rotações referidas existe uma diferença máxima de 1%.

Com base na Tabela 5 também se pode concluir que a velocidade de rotação do motor influencia as diferenças percentuais entre modelos, porem não há uma tendência monotónica constante entre a rotação e a diferença de perdas.

Na seguinte Tabela 6 são apresentadas as diferenças entre o modelo de Annand e Han.

RPM	Potência térmica bruta do combustível com base no PCI (KW)	Annand	Han	$\Delta\%$ hc
1000	19,00	30,9%	0,6%	30,2%
2000	23,25	31,0%	0,8%	30,2%
3500	48,39	24,3%	1,3%	23,0%
4500	75,55	21,0%	1,8%	19,2%
5500	98,21	19,8%	1,7%	18,1%
6500	119,13	18,9%	1,6%	17,2%
7500	142,88	18,2%	1,6%	16,6%
8500	171,57	17,7%	1,6%	16,1%
9500	203,04	17,2%	1,5%	15,7%

Tabela 6 – Percentagem de perdas calculadas pelo modelo de Annand e de Han e diferenças percentuais globais entre as perdas de Annand e Han por rotação do motor

Após uma análise da Tabela 6 e da coluna de diferenças verifica-se que existem diferenças percentuais elevadas nomeadamente nas três primeiras rotações de motor em que foram realizados testes. Nas restantes rotações existe uma diminuição da diferença entre correlações ainda assim são diferenças elevadas.

Além das comparações entre modelos para a totalidade do ciclo Otto, é essencial que se faça uma comparação desagregada para as diferentes fases do ciclo de funcionamento do motor: admissão, compressão, expansão e escape.

A comparação parcelar entre a correlação de Annand e Woschni é apresentada na Tabela 7, tendo por base a correlação de Annand.

Rpm	1000	2000	3500	4500	5500	6500	7500	8500	9500
Admissão	0,60%	0,74%	0,52%	0,40%	0,36%	0,34%	0,31%	0,29%	0,26%
Compressão	8,97%	0,28%	0,25%	0,29%	0,32%	0,33%	0,33%	0,33%	0,33%
Expansão	24,28%	1,87%	6,27%	5,91%	6,35%	6,72%	6,87%	6,88%	6,83%
Escape	1,57%	1,85%	1,49%	1,40%	1,42%	1,40%	1,32%	1,17%	1,04%

Tabela 7 – Diferenças percentuais parcelares entre a correlação de Annand e Woschni por rotação do motor

Uma breve análise da Tabela 7 mostra que a rotação de 1000 rpm apresenta resultados bastante diferentes em relação às restantes. No caso da admissão com o aumento da rotação a diferença diminuiu, exceto para a rotação de 2000. À semelhança do escape existindo

apenas um “pico” as 5500 rpm sendo que as restantes diminuem sempre. Na compressão verifica-se que até às 4500 rpm a diferença é pequena e que a partir das 5500 rpm a diferença não varia com o aumento da rotação. Na expansão das 3550 às 9500 rpm as diferenças são aproximadas.

Na Tabela 8 apresenta-se a diferença parcelar entre a correlação de Annand e Han, a correlação base para o cálculo da diferença parcelar foi a de Annand.

Rpm	1000	2000	3500	4500	5500	6500	7500	8500	9500
Admissão	0,80%	1,02%	0,74%	0,58%	0,52%	0,49%	0,46%	0,43%	0,39%
Compressão	5,45%	2,58%	1,67%	1,45%	1,26%	1,09%	1,00%	0,96%	0,93%
Expansão	21,76%	24,51%	19,40%	16,47%	15,47%	14,74%	14,29%	14,01%	13,72%
Escape	2,01%	2,37%	1,94%	1,85%	1,90%	1,90%	1,79%	1,59%	1,42%

Tabela 8 – Diferenças percentuais parcelares entre a correlação de Annand e Han por rotação do motor

Uma breve análise da comparação entre a correlação de Annand e Han verifica-se que as maiores diferenças são na expansão. A partir das 3500 rpm verifica-se uma diminuição das diferenças, o mesmo acontece nas outras fases do ciclo no mesmo período referido.

Uma análise fundamental e mencionada nos capítulos anteriores é a quantidade de energia do combustível rejeitada sob a forma de calor. Na Tabela 9 é apresentada a quantidade de energia do combustível e o calor dissipado por cada correlação.

RPM	Potência térmica bruta do combustível com base no PCI (KW)	Annand (KW)	Woschni (KW)	Han (KW)
1000	19,00	5,86	12,00	0,47
2000	23,25	7,20	6,58	0,59
3500	48,39	11,76	8,15	0,99
4500	75,55	15,85	10,42	1,35
5500	98,21	19,46	11,88	1,68
6500	119,13	22,49	12,82	1,95
7500	142,88	26,02	14,29	2,28
8500	171,57	30,36	16,48	2,69
9500	203,04	34,96	18,83	3,12

Tabela 9 – Comparação entre energia do combustível e energia sob a forma de calor dissipada por cada correlação

A percentagem de combustível que foi dissipada sob a forma de calor é apresentada na Tabela 10.

RPM	Potência térmica bruta do combustível com base no PCI (KW)	Annand	Woschni	Han
1000	19,00	30,9%	63,1%	0,6%
2000	23,25	31,0%	28,3%	0,8%
3500	48,39	24,3%	16,8%	1,3%
4500	75,55	21,0%	13,8%	1,8%
5500	98,21	19,8%	12,1%	1,7%
6500	119,13	18,9%	10,8%	1,6%
7500	142,88	18,2%	10,0%	1,6%
8500	171,57	17,7%	9,6%	1,6%
9500	203,04	17,2%	9,3%	1,5%

Tabela 10 – Percentagem de energia do combustível rejeitado sob a forma de calor

Verifica-se da análise da Tabela 10 que com o aumento da rotação a percentagem de energia do combustível rejeitada sob a forma de calor diminui em todos os modelos. Conforme mencionado nos capítulos anteriores e na literatura, a fração de energia de combustível rejeitada sob a forma de calor está na ordem de 1/3. Através da análise da Tabela 10 conclui-se que a correlação de Annand é a que se encontra mais coerente com a literatura. Verifica-se que existe grandes diferenças entre as correlações de Annand e Han, através da Figura 12 também é possível visualizar que entre as correlações de Woschni e Han também existem diferenças no entanto estas ao longo do trabalho não foram quantificadas. Verifica-se também que para nas rotações de 1000 e 2000 a percentagem de energia do combustível rejeitada é maior em relação às restantes rotações.

No modelo numérico descrito não foram tidas em conta as perdas por radiação. Ao longo do processo de combustão num motor os gases de alta temperatura irradiam calor para as paredes do cilindro, no entanto estas perdas correspondem a uma fração bastante pequena quando comparado com as perdas por convecção. Como o motor em causa é um motor Otto com injeção indireta, a quantidade de partículas que é produzida pode ser considerada desprezável. Se o motor não fosse de injeção indireta as perdas por radiação deveriam ser consideradas pois o que as influencia são as partículas, uma vez que o carbono possui uma emissividade elevada.

As perdas térmicas no escape não foram tido em conta pelo que este poderá ser um tema para um futuro trabalho e consequentemente um refinamento do modelo numérico. Estas influenciam o desempenho do motor pois a diferença de temperatura no escape poderá facilitar o escoamento das ondas de pressão.

4.3 Experimental em convecção natural

Recorrendo-se ao procedimento descrito no capítulo 3.5 ao executar os ensaios experimentais foi necessário definir um valor máximo de temperatura na caldeira, cerca de 60°C. Não se usaram valores mais elevados de temperatura, pois poderia danificar o rotâmetro e o Venturi, ambos construídos em acrílico. Foram recolhidos valores de temperatura ao longo do tempo desde o início do ensaio.

Como objeto de análise foram considerados apenas os valores a partir do momento em que as temperaturas de entrada e de saída se encontravam estabilizadas temporalmente como se verifica na Figura 13.

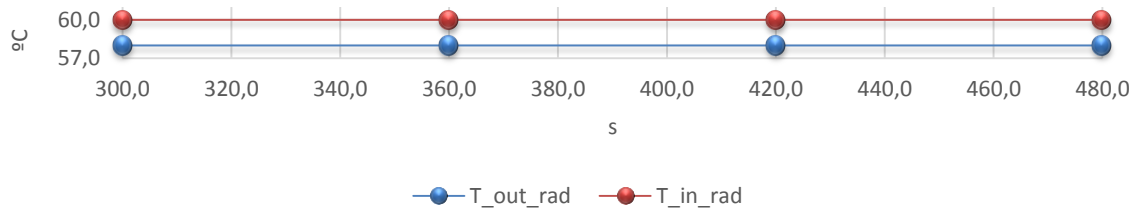


Figura 13 – Gráfico dos dados estacionários alvo de análise

A razão para considerar apenas estes valores deve-se a neste período as condições serem constantes, ou seja existe uma taxa de fluxo e propriedades térmicas que são constantes e que permitem a análise e aplicação do método DMLT.

Este período está compreendido entre os 300 e 480 segundos e a temperatura de entrada no radiador durante o período referido é de 60°C e a temperatura de saída do radiador é de 58°C como se pode verificar na Figura 13.

Através dos dados estacionários e recorrendo às equações do capítulo 2.1.5 determinou-se a quantidade de calor dissipada pelo radiador. Para isso foi necessário recorrer a um processo iterativo que permitisse encontrar o valor do coeficiente de transferência térmica global – U. Através da Equação 8 e resolvendo-a em ordem a T_{qs} obteve-se o valor de temperatura do fluido quente de saída do radiador. Comparando este com o valor retirado da atividade experimental determinou-se o valor de U que melhor se adequa.

Após os devidos cálculos encontrou-se o valor de calor dissipado de 30,17 Kw e um coeficiente de transferência térmica global de $136 \frac{W}{m^2 K}$. Estes valores estão dentro dos valores apresentados na literatura para este tipo de radiadores

5 Conclusões

Os objetivos gerais do trabalho, como o de avaliar a dissipação de calor num motor de combustão interna com ignição por faísca conduziram ao desenvolvimento de um modelo computacional do motor. Com base nele, a dissipação de calor no interior do motor foi avaliada. O modelo é dotado diversas correlações apresentadas na literatura que permitem o cálculo da dissipação de calor. Foi ainda feita uma avaliação da dissipação de calor no radiador.

Através dos resultados apresentados no capítulo 4.1 conclui-se que as redes neuronais são uma ferramenta poderosa e que neste problema permitiram solucionar com uma excelente aproximação um conjunto de dados. Através dessa aproximação permitiu que todo o restante modelo pudesse obter bons resultados.

O recurso a um modelo de combustão revelou ser muito importante, pois permitiu monitorizar todo o processo e retirar os dados para que o objetivo do trabalho fosse conseguido, como são apresentados no capítulo 4.2. O recorrer a este modelo permite que toda a dissipação de calor seja analisada e simulada por $\frac{1}{4}$ de grau de cambota e em função da rotação. Conclui-se que a rotação influencia a diferença de perdas entre correlações, no entanto não existe relação de aumento em função da rotação. Conclui-se também que com o aumento da rotação a percentagem de combustível dissipado sob a forma de calor diminui. No modelo implementado conclui-se que somente em baixas rotações, 1000 e 2000 rpm se verifica os valores referidos na literatura de $\frac{1}{3}$ da energia do combustível é dissipada sob a forma de calor.

No capítulo 4.3 conclui-se que os valores obtidos de coeficiente de transferência térmica global e calor dissipado do radiador em causa estão em linha com a literatura.

Num trabalho futuro poderá ser incrementado as perdas térmicas no escape assim como as perdas por radiação, pois não foram tidas em conta ao longo deste modelo. Poderá ser realizado também no futuro testes em convecção forçada com o radiador, que permitiria obter dados para o cálculo da dissipação de calor. Deste modo existiriam condições bastante aproximadas às condições a que o radiador está sujeito na sua aplicação na indústria automóvel.

Foi um trabalho muito positivo, onde se utilizaram ferramentas avançadas de engenharia que aliadas à muita força de vontade e perseverança permitiram a conceção de um sistema que permite o cálculo da dissipação de calor.

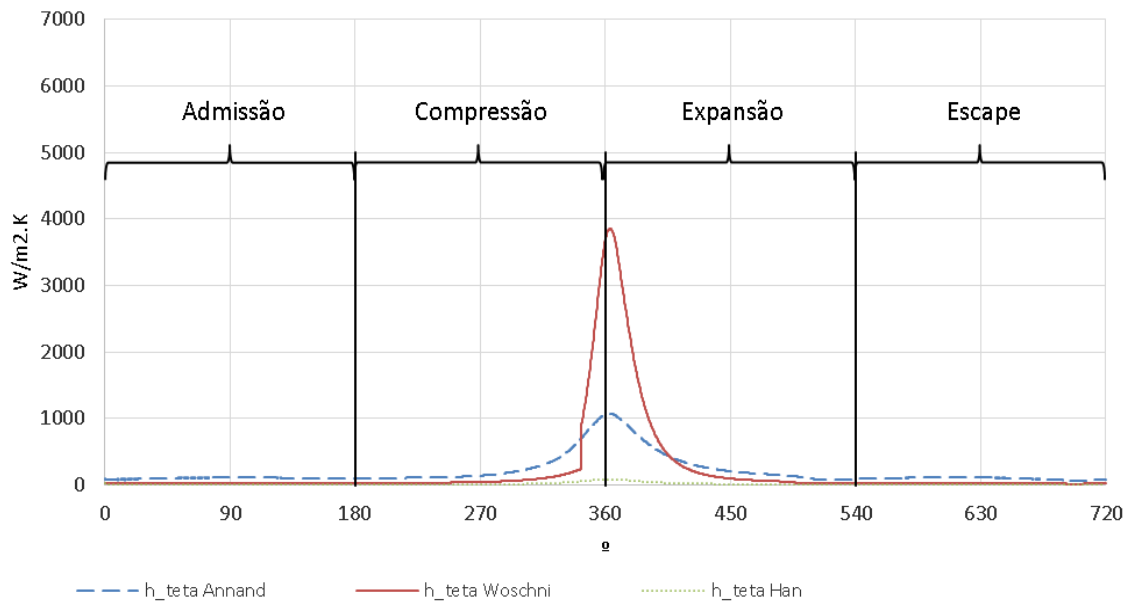
Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Bibliografia

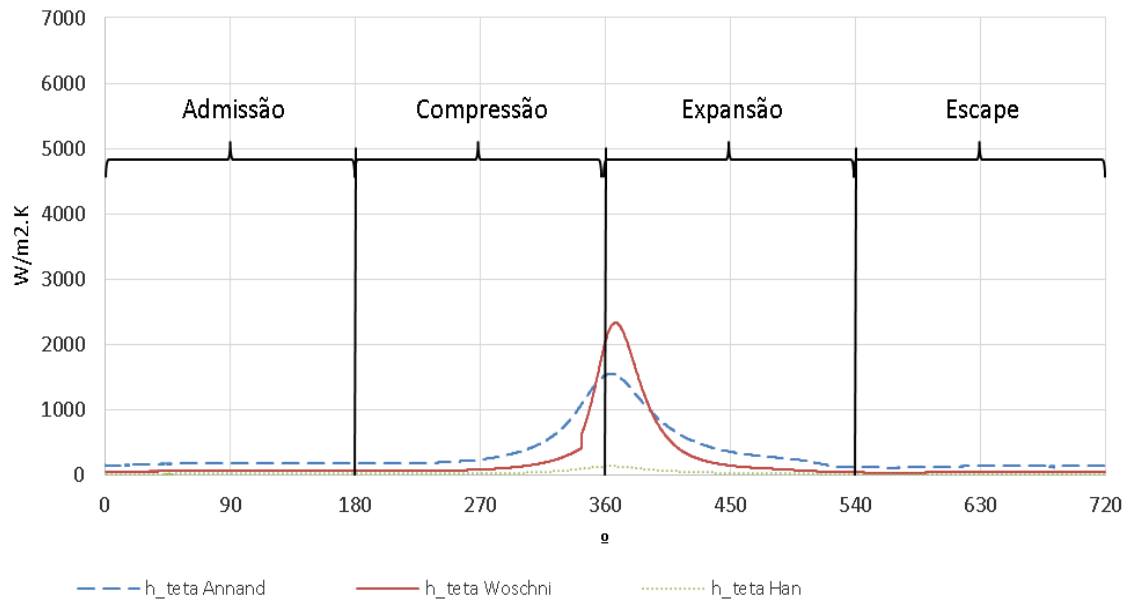
- Amrutkar, P. S., & Patil, S. R. (n.d.). Automotive Radiator Sizing and Rating – Simulation Approach, 1–5.
- Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer. US Patent 5,328,671* (SEVENTH ED, Vol. 86). Retrieved from <http://books.google.com/books?id=vvyIoXEywMoC&pgis=1>
- Colin R. Ferguson, & Kirkpatrick, A. T. (2000). *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences* (Second).
- Coutinho, F. R. (2014). *Projeto de um túnel de vento subsônico do tipo soprador. Igarss 2014*.
- Fallis, A. . (2013). AUTOMOTIVE COOLING SYSTEM IN INDUSTRY. *Journal of Chemical Information and Modeling*, 53(9), 1689–1699. <http://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Giri, N. K. (2008). *Automobile Technology, Khanna*.
- Gonçalves, P. M. F. (2008). *Concepção De Um Motor De Combustão Interna Para Um Veículo Automóvel De Extra-Baixo Consumo*. UNIVERSIDADE DE COIMBRA.
- Haykin, S., & Hamilton, O. (2001). *Neural Networks - A Comprehensive Foundation*. [http://doi.org/10.1016/S0140-6736\(95\)92880-4](http://doi.org/10.1016/S0140-6736(95)92880-4)
- Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engines Fundamentals*. (McGraw-Hill Book Company, Ed.).
- Jack, T. K., & Ojapah, M. M. (2013). Water -Cooled Petrol engines: A Review of Considerations in Cooling Systems Calculations With variable Coolant Density and Specific Heat, 6(2), 659–667.
- José Miguel C Mendes Lopes. (2000). *Motores de combustão interna - uma abordagem termodinâmica.pdf*.
- Matos, J. P. G. D. S. C. (2008). *Utilização de Redes Neurais Artificiais para a Modelação da Degradação de Sistemas de Distribuição de Água*. Universidade Técnica de Lisboa.
- Mcbride, B., Gordon, S., & Reno, M. (1993). Coefficients for Calculating Thermodynamic and Transport Properties of Individual Species. In *Nasa Technical Memorandum* (Vol. 4513, p. 98). Retrieved from http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19940013151_1994013151.pdf
- Morrow, W., & Louis, A. (1964). *Kays & London Compact Heat Exchangers.pdf*. McGraw-Hill.
- Parra, C. A. F. (2008). *Heat transfer investigations in a modern diesel engine*. University of Bath. Retrieved from <http://opus.bath.ac.uk/17232/>
- Pereira, J. F. (2011). *Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis*.
- Prudhvi, G., Vinay, G., & Babu, G. S. (2013). Cooling Systems in Automobiles & Cars. *International Journal of Engineering and Advanced Technology*, 2(4), 688–695.

- Rivas, M., Witrant, E., Sename, O., Higelin, P., & Caillol, C. (2012). Energy Wall Losses Estimation of a Gasoline Engine Using a Sliding Mode Observer, 1–9. <http://doi.org/10.4271/2012-01-0674>
- Rocha, R. G. da. (2011). *Estudo de um método para projectar sistemas de escape de um motor de combustão interna a 4 tempos*. Faculdade de engenharia da universidade do Porto.
- Sanli, a., Sayin, C., Gumus, M., Kilicaslan, I., & Canakci, M. (2009). Numerical Evaluation by Models of Load and Spark Timing Effects on the In-Cylinder Heat Transfer of a SI Engine. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 56(July), 444–458. <http://doi.org/10.1080/10407780903244312>
- Tobergte, D. R., & Curtis, S. (2013). Tuliped Intake Valves Shortly After Rebuild On Gasoline Engines. *Journal of Chemical Information and Modeling*, 53(9), 1689–1699. <http://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Wilson, T. S., Bryanston-Cross, P. J., Chana, K. S., Dunkley, P., Jones, T. V., & Hannah, P. (2002). High Bandwidth Heat Transfer and Optical Measurements in an Instrumented Spark Ignition Internal Combustion Engine. <http://doi.org/10.4271/2002-01-0747>

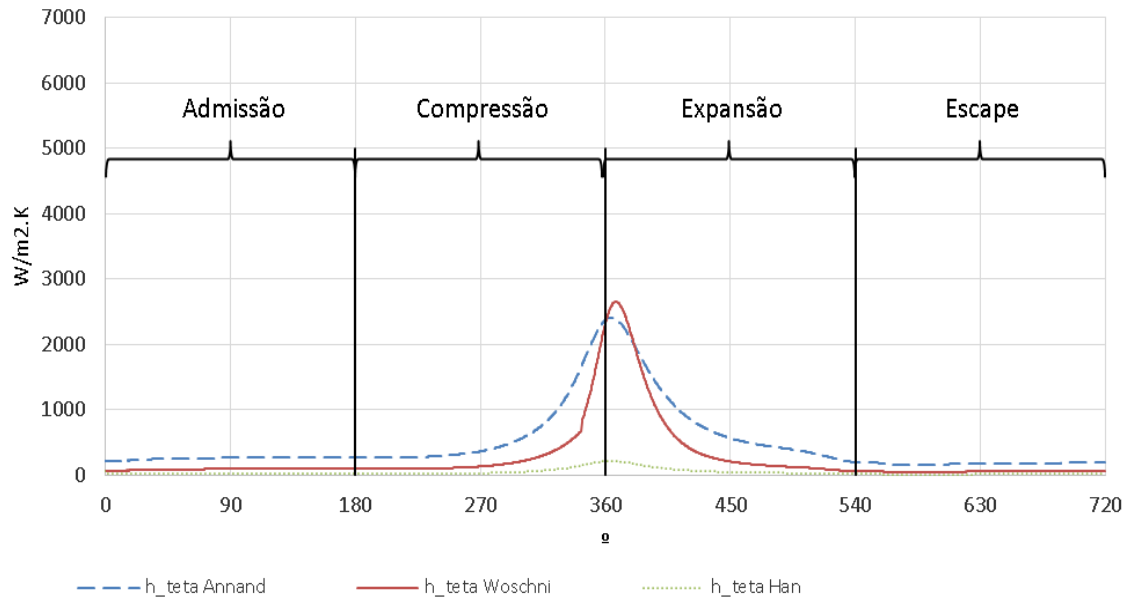
Anexo A



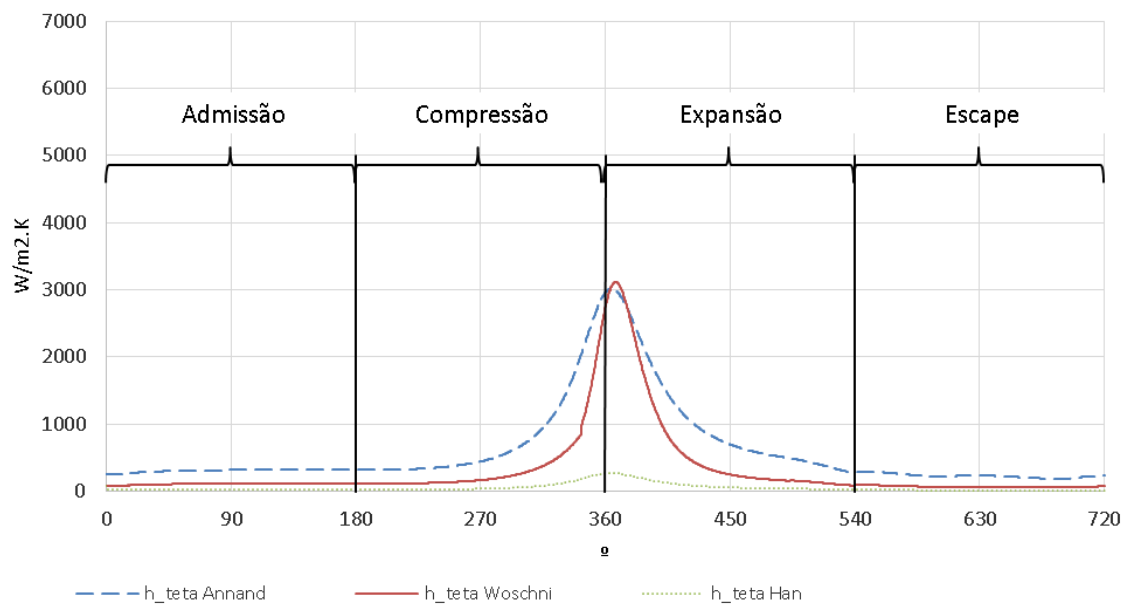
Comparação entre correlações para a rotação de 1000 rpm



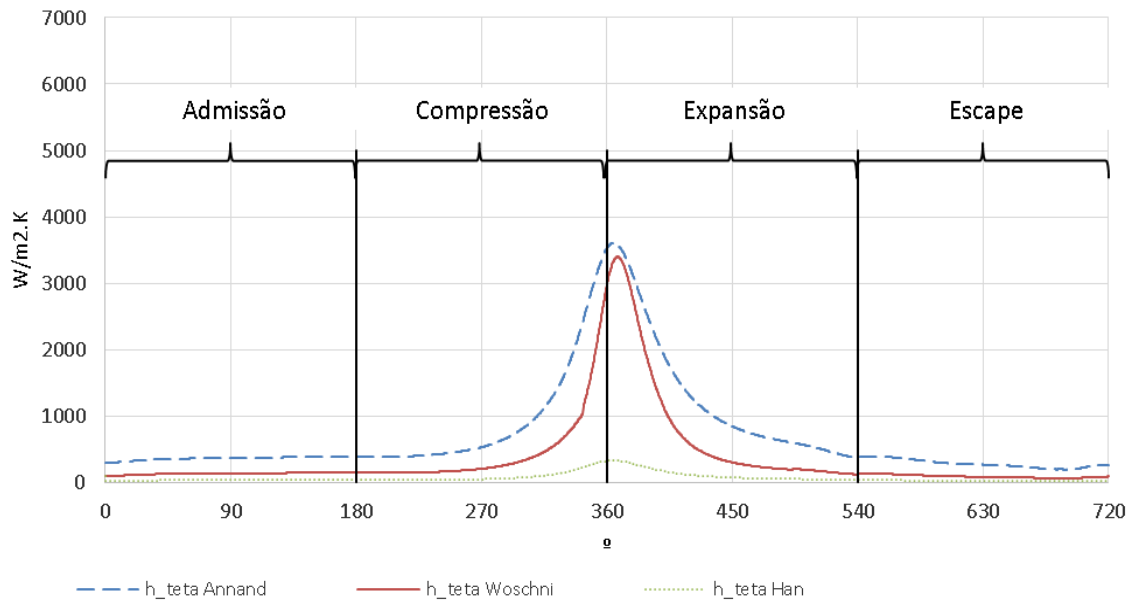
Comparação entre correlações para a rotação de 2000 rpm



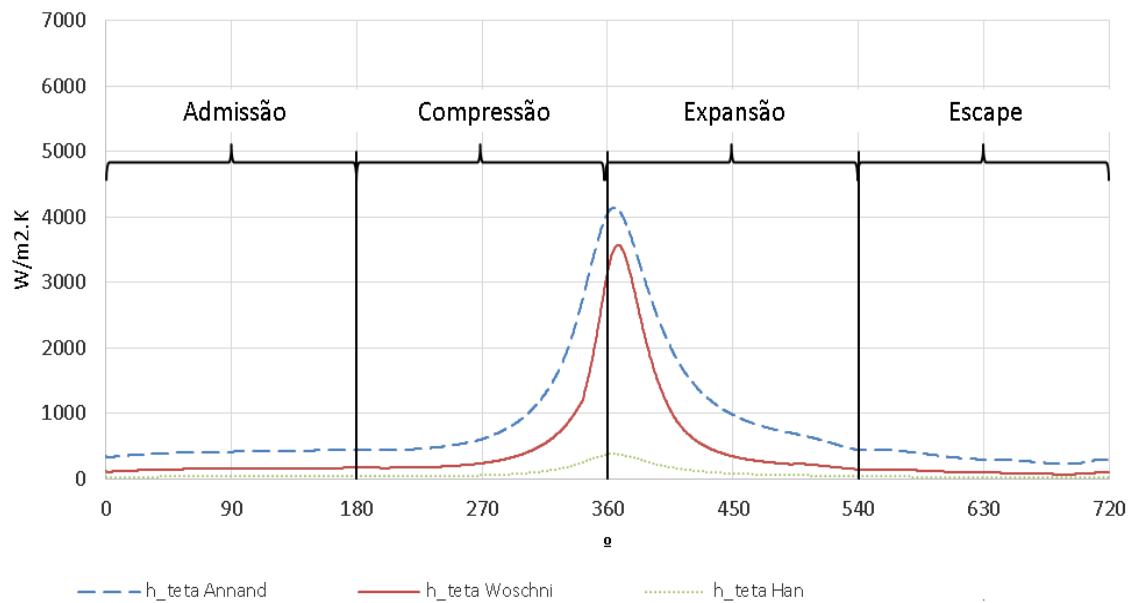
Comparação entre correlações para a rotação de 3500 rpm



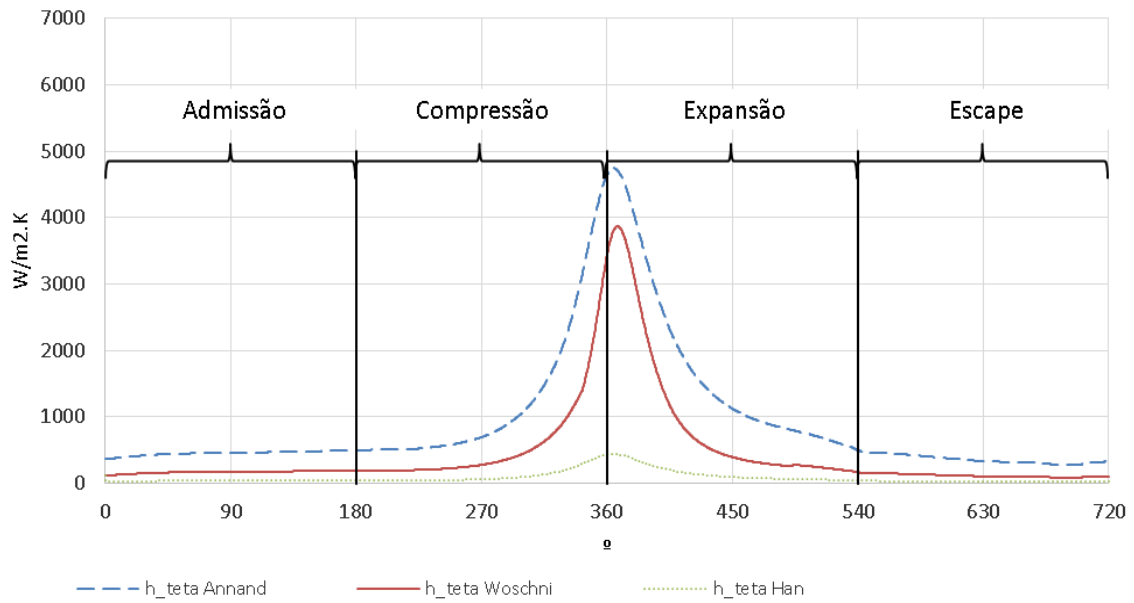
Comparação entre correlações para a rotação de 4500 rpm



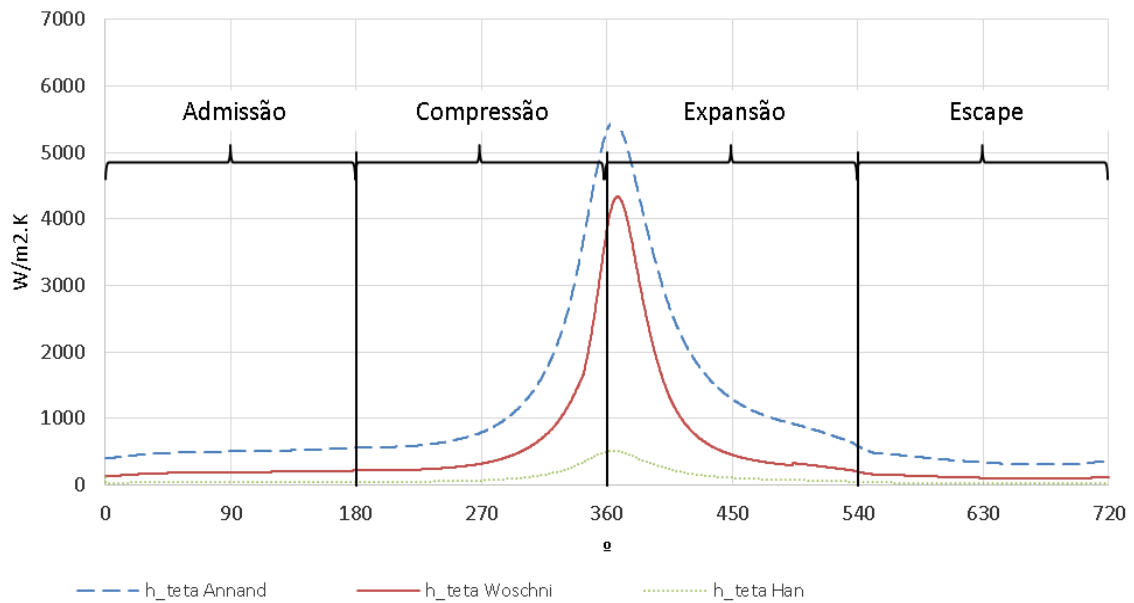
Comparação entre correlações para a rotação de 5500 rpm



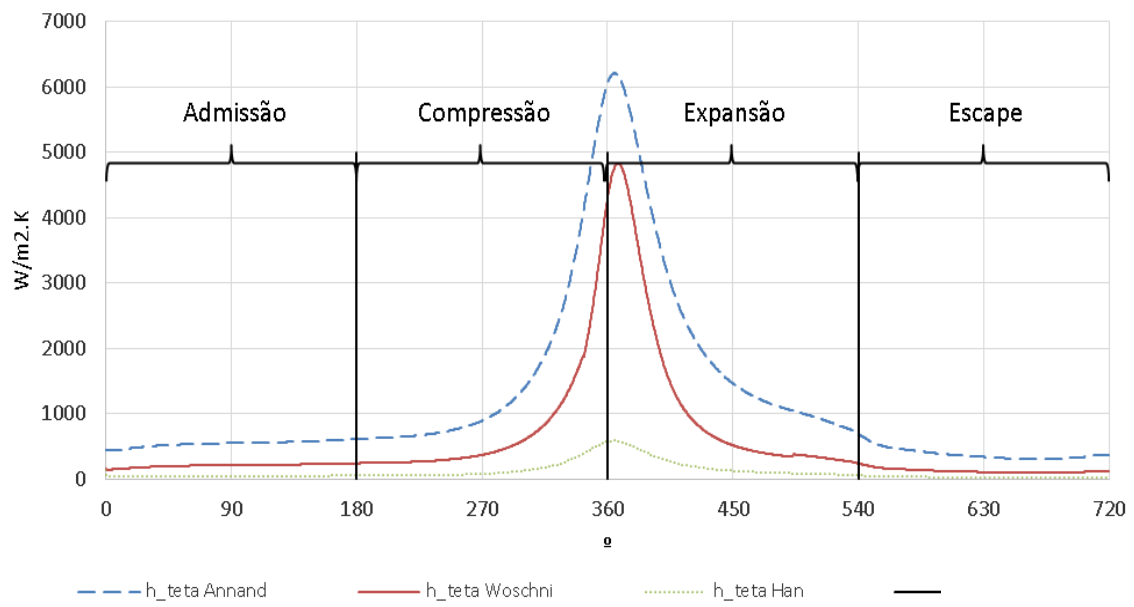
Comparação entre correlações para a rotação de 6500 rpm



Comparação entre correlações para a rotação de 7500 rpm



Comparação entre correlações para a rotação de 8500 rpm



Comparação entre correlações para a rotação de 9500 rpm