

ANÁLISE DA CONDUÇÃO DE CALOR UNIDIMENSIONAL EM REGIME TRANSIENTE NO ESTUDO DA DISSIPAÇÃO DE CALOR EM VÁLVULAS DE ESCAPE

Francisco Carlos dos Santos Júnior, franciscocdsj@gmail.com¹

Yago Silva Oliveira, yagosoliveira7@gmail.com¹

Kléber Lima Cezar, kleber@ufpi.edu.br¹

¹ Universidade Federal do Piauí, Campus Universitário Ministro Petrônio Portella, Teresina - PI, 64049-550

Resumo: O presente trabalho realizou uma análise e caracterização da distribuição de temperatura ao longo da geometria de uma válvula de escape, possibilitando a compreensão dos mecanismos de dissipação de calor nessas estruturas. Esses componentes sempre são submetidos a condições extremas de operação e devem garantir a estanqueidade da câmara de combustão e permitir o fluxo de gases de exaustão a temperaturas de até 750°C. Assim, foi desenvolvida uma ferramenta computacional para a análise da transferência de calor por condução unidimensional em regime transiente. Inicialmente, o calor é conduzido dentro da válvula, no instante da combustão da mistura ar/combustível e é dissipado pela transferência de calor por condução ao longo de sua geometria. Em um segundo momento, a válvula é projetada para o momento da abertura, onde ocorre condução por convecção. O método de aproximação numérica MDF (Método das Diferenças Finitas) foi implementado com a ajuda do software Matlab, possibilitando a obtenção do campo de temperatura, que foi norteadado pela solução analítica através da expansão em séries de Fourier.

Palavras chave: Distribuição de temperatura, Válvula de escape, MDF (Método das Diferenças Finitas).

1. INTRODUÇÃO

A válvula reguladora de pressão provavelmente foi inventada em 1833 por E.A.G. Young da Ferrovia de Newcastle e Frenchtown. O modelo funcionava através de uma diferença de pressão em aplicações de admissão e de exaustão de fluidos. “No começo do desenvolvimento do motor de combustão interna, as válvulas reguladoras de pressão tornaram-se o modelo padrão de controle do fluxo da mistura de ar/combustível no cilindro e o fluxo de gases de escape para fora. Das duas válvulas, admissão e escape, a última é mais suscetível à falha. As válvulas de escape são afetadas por fluência, fadiga de alta temperatura e ‘queima’ devido ao ambiente corrosivo da exaustão. À medida que as potências do motor aumentaram, as temperaturas das válvulas também e as mudanças na especificação do combustível pioraram o risco de falha da válvula de escape. Após 1910, a produção em massa de automóveis estimulou a necessidade de um melhor design e o emprego de materiais mais resistentes. Os principais avanços foram feitos na Primeira Guerra Mundial quando o Estabelecimento Real Britânico da Aeronáutica investigou os primeiros tipos de aços inoxidáveis para válvulas e a técnica de refrigeração de válvulas vazias usando um fluido selado.” (Starr, 2013). “No período pós-guerra, o setor automobilístico era o que dominava. Com o aperfeiçoamento contínuo dos motores de combustão interna, a disponibilidade de novos metais como Silício, Vanádio, Tungstênio, Crômio e Molibdênio e um maior conhecimento sobre o diagrama de fases, foi possível a formulação de novas ligas mais resistentes e que se adaptavam melhor às condições de operação do MCI” (Starr, 2014).

Nos motores atuais, o arranjo da válvula de escape (Figura 1) localiza-se na parte superior do motor(cabeçote). Entre os tipos de válvulas mais conhecidas atualmente, a válvula reguladora de pressão (*poppet valve*) é a mais comum, pois ela apresenta um peso razoável, oferece boa resistência térmica e mecânica e apresenta boas características de transferência de calor. Esta forma mais popular da válvula de escape com aplicação automobilística apresenta um corpo com formato semelhante a uma pequena tulipa dividido em duas partes principais, cabeça e haste. A haste da válvula é posicionada centralmente em um orifício de guia com passagem circular no cabeçote do motor. A cabeça da válvula controla a passagem dos gases exauridos da câmara de combustão, abrindo e fechando a câmara de acordo com a posição da haste da válvula como mostrado na Fig. 1:

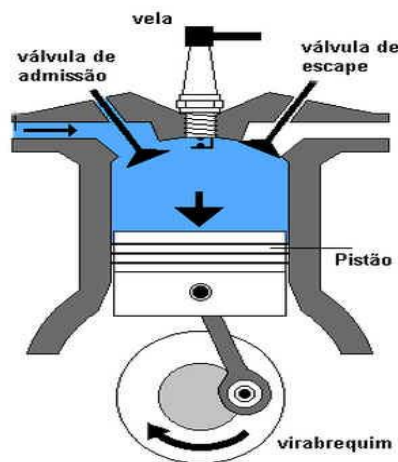


Figura 1: Arranjo da válvula de escape na câmara de combustão do MCI (Hi7.co, 2018).

Durante o regime de funcionamento do motor, a válvula é submetida a estresses térmicos e mecânicos devido ao gradiente de temperaturas proporcionado pelo processo de combustão, ao contato direto com os gases exauridos a altas temperaturas e às rigorosas vibrações causadas pelas elevadas rotações. Para a garantia do atendimento aos requisitos de operação, aos quais a válvula de escape está sujeita, iniciou-se o presente estudo visando caracterizar o perfil de temperaturas ao longo do tempo e do comprimento da haste da válvula, de forma que se torne possível, através de contribuições futuras, a otimização na escolha de uma forma geométrica e um tipo de material que atenda a estes requisitos de operação da válvula de escape.

Para tal, devido ao fato de a haste da válvula ser a maior responsável pela dissipação do calor durante o regime de operação, sua geometria foi simplificada para um cilindro de seção circular não variante, operando em regime transiente, facilitando tanto a obtenção da solução analítica como permitindo a aplicação do Método das Diferenças Finitas. Este método consiste na quebra da geometria da válvula em uma malha unidimensional com nós apresentando equações características com variáveis que dependem tanto da temperatura do nó em si, como a temperatura de suas adjacências anterior e posterior. Então, para a malha completa, é obtida um sistema de equações lineares de n variáveis, onde n corresponde ao número de nós presentes na malha. Assim, por meio de métodos numéricos, é possível encontrar a temperatura de cada um dos nós, contanto que sejam estabelecidas as condições de contorno dos nós inicial e final. Outra vantagem do método é que a quantidade de discretizações pode ser variada, possibilitando um refinamento dos resultados, até que se perceba uma convergência dos valores, para uma temperatura específica e mais próxima à da solução analítica.

2. COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR(HTC)

Com o objetivo de obter o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção, Annand W.J.D(1963) estimou uma correlação que dependia do número de Nusselt e da velocidade constante dos gases aproximadamente igual à velocidade média do pistão. Já Woschni(1967) considerou o aumento da velocidade dos gases no cilindro durante a combustão. Assim, a velocidade média dos gases para um motor de 4 tempos, determinada por Woschni não considera apenas a velocidade do pistão(S_p), como também considera as condições de operação, como a temperatura da câmara(T_r), o diferencial de pressão entre a pressão atmosférica(p) e a pressão no motor(p_m) e o volume instantâneo da câmara de combustão(V_d). O sentido do movimento do pistão é caracterizado pelas constantes C_1 e C_2 .

$$v = c_1 S_p + c_2 \frac{V_d T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \quad (1)$$

Para o cálculo da pressão no motor, foi necessário calcular o coeficiente de expansão adiabática(k) dos gases da combustão. Por apresentar maior valor energético, foi considerada a combustão completa, ou seja, com o gás da combustão sendo o dióxido de carbono(CO_2). Para o cálculo do coeficiente foi utilizado o modelo gráfico de Van Wylen(1967) devido o aumento do valor do coeficiente de expansão adiabática do dióxido de carbono com o aumento da temperatura. A faixa de valores de k é apresentada na fig. 2.

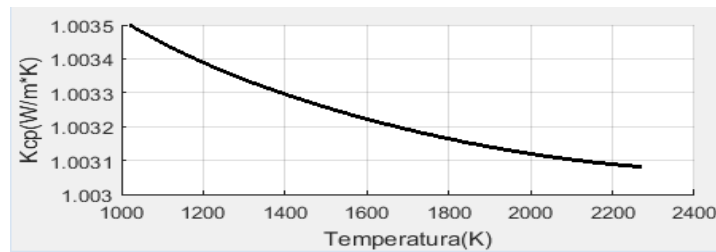


Figura 2: Coeficiente de expansão adiabática.

Com os valores obtidos é possível assim obter a faixa de valores de HTC contidas na faixa de temperatura de operação do motor à combustão. A correlação definida por Woschni (1967) é apresentada abaixo:

$$HTC = 3.4 b^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.4} v^{0.8} \quad (2)$$

Onde:

- b -Diâmetro da câmara de combustão (m);
- T -Temperatura do gás (K);
- p -Pressão de operação na combustão (atm);
- v -Velocidade do gás (m/s).

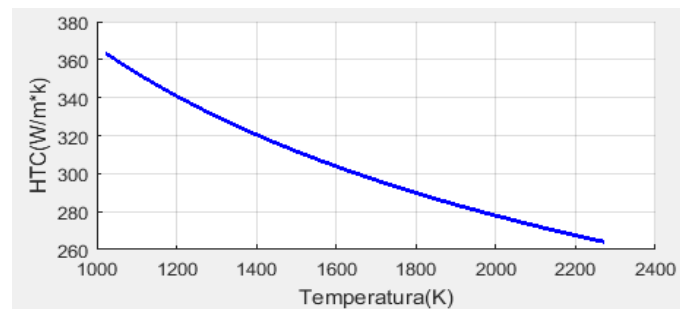


Figura 3: Coeficiente de transferência de calor (HTC)

3. SOLUÇÃO ANALÍTICA

A Equação Diferencial Parcial – EDP, no modelo diferencial unidimensional que descreve o gradiente de temperaturas no regime transiente é dado por:

$$\alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3)$$

Onde: α = Difusividade térmica do material (m²/s)

Corpos relativamente pequenos de materiais altamente condutores aproximam-se do comportamento de materiais que se mantêm quase isotérmicos durante o processo de condução de calor, porém a temperatura varia de ponto a ponto, assim como com o tempo (ÇENGEL, 2012). Então, foi aproximada a variação unidimensional de temperatura em relação a posição e tempo na haste assim como aquela em uma parede plana (Fig. 4).

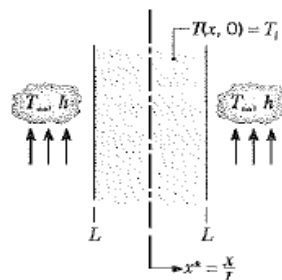


Figura 4: Parede plana simétrica. (INCROPERA 2008).

ÇENGEL(2012) apresenta uma solução analítica unidimensional para uma parede plana em função de duas condições de contorno: uma temperatura pré-estabelecida em uma extremidade e um fluido em contato com a outra extremidade.

$$\frac{T(x,t)-T_{\infty}}{T_i-T_{\infty}} = A_1 e^{-\lambda_1^2 \tau} \cos\left(\frac{\lambda_1 x}{L}\right), \quad \tau > 0,2 \quad (4)$$

A partir do número de Biot, obtido por intermédio das propriedades físicas da válvula e o maior valor de HTC ($h=363,3311 \frac{W}{m^2 K}$), é possível determinar as constantes A_1 . $\lambda_1 \cdot T_i$ foi considerado em temperatura ambiente de 1023 K (Martins,2006), T_i é a temperatura ao final da combustão e $\tau > 0,2$ devido ao critério de estabilidade da solução.

Assim, encontrou-se o gráfico para a solução analítica:

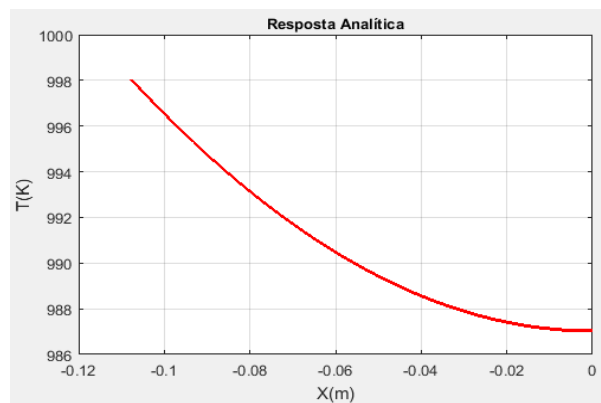


Figura 5:Resposta analítica da haste.

O modelo analítico proposto por ÇENGEL(2012) apresenta a temperatura pré-estabelecida à esquerda e convecção à direita, no entanto esse modelo apresenta caráter simétrico para a parede plana, podendo ser modelado para convecção à esquerda e temperatura pré-estabelecida à direita, o que condiz com a realidade da válvula de escape.

Como a válvula de escape possui pequena dimensão, e dissipa o calor em curtos períodos de tempo, esse corpo também pode ser modelado como um sólido semi infinito (Fig. 6) (ÇENGEL,2012).

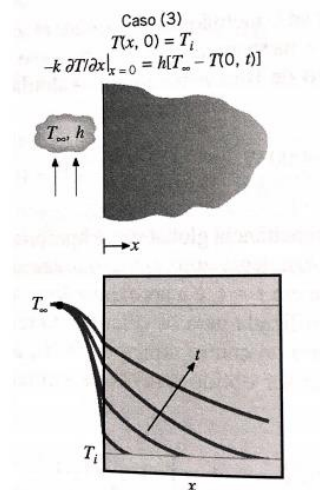


Figura 6: Sólido semi infinito com convecção (INCROPERA 2008).

A solução analítica dada pelo autor com a condição de contorno de convecção na superfície obedece os parâmetros admitidos no problema em questão, e é dada por:

$$\frac{T_{(x,t)} - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} = \operatorname{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha t}}\right) - \left[\exp\left(\frac{hx}{k} + \frac{h^2 \alpha t}{k^2}\right)\right] \left[\operatorname{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha t}} + \frac{h\sqrt{\alpha t}}{k}\right)\right] \quad (5)$$

Onde: T_{∞} caracteriza a temperatura do fluido distante da superfície do válvula (K);

T_i a temperatura do sólido (K);

h é o coeficiente de transferência de calor por convecção ($\text{W/m}^2\text{K}$);

k é condutividade térmica do material (W/mK);

α é a difusividade térmica do material (m^2/s);

erfc é a função erro complementar;

Assim, com as considerações similares à situação anterior, obteve-se o gráfico da figura 7:

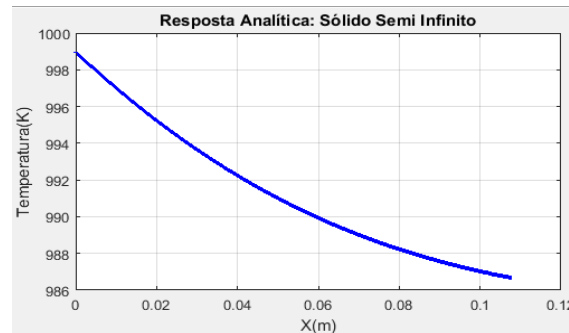


Figura 7: Solução analítica para um sólido semi infinito

Para as mesmas condições de contorno, as duas respostas analíticas foram comparadas na Figura 8:

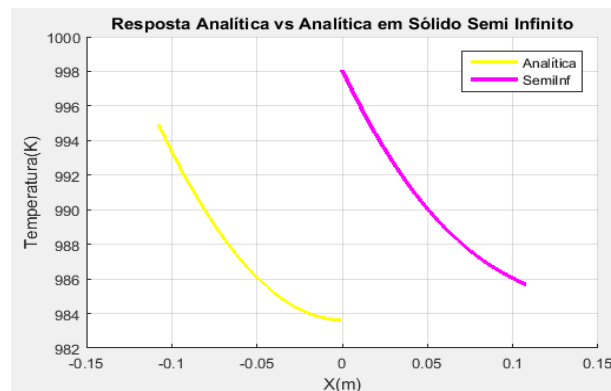


Figura 8: Comparação entre as duas soluções analíticas propostas por ÇENGEL(2012).

4. O MÉTODO DAS DIFERENÇAS FINITAS

Para resolver numericamente a equação 1, utilizou-se o método numérico das diferenças finitas. Nele, a equação de calor exige algumas aproximações em termos da Série de Taylor para a sua segunda derivada no domínio do espaço.

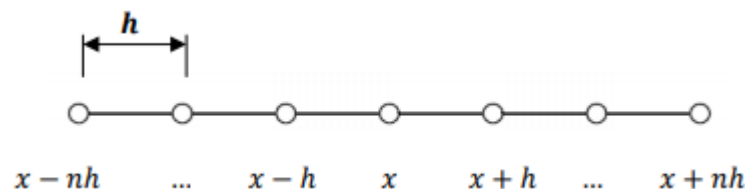


Figura 9: Malha unidimensional. Moura de Melo (2011)

A figura 9 representa uma malha unidimensional uniforme, onde o espaçamento da malha é igual para cada intervalo e é representado por h .

Neste trabalho foi implementado o método explícito. Dessa forma, para os nós centrais da malha têm-se:

$$\alpha \frac{T_{i+1}^k - 2T_i^k + T_{i-1}^k}{\Delta x^2} = \frac{T_i^{k+1} - T_i^k}{\Delta t} \quad (6)$$

Que pode ser reescrita como:

$$T_i^{k+1} = T_i^k + \lambda(T_{i+1}^k - 2T_i^k + T_{i-1}^k) \quad (7)$$

Onde $\lambda = \alpha \frac{\Delta t}{\Delta x^2}$

Já para os nós da extremidade, por meio das diferenças finitas regressivas, têm-se:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{T_i^k - 2T_{i-1}^k + T_{i-2}^k}{\Delta x^2} \quad (8)$$

Rearranjando os termos:

$$T_i^{k+1} = T_i^k + \lambda(T_i^k - 2T_{i-1}^k + T_{i-2}^k) \quad (9)$$

Na aplicação do método, são considerados dois momentos. No primeiro momento a válvula encontra-se fechada, onde para o primeiro nó foi considerada a mesma temperatura que a da câmara de combustão e para os demais nós estimou-se a temperatura ambiente. Logo a condição de contorno para o primeiro nó é:

$$T = T_i \quad (10)$$

No segundo momento, ocorre a abertura da válvula e esta entra em contato com os gases da combustão, ocorrendo condução por convecção. Assim, a condição de contorno para o primeiro nó se torna:

$$T_0^{k+1} = 2Fo(T_1^k + BiT_\infty) + (1 - 2Fo - 2BiFo)T_0^k \quad (11)$$

O método foi monitorado por intermédio dos critérios de estabilidade apresentado por Incropera(2008) para esta condição de contorno, Eq.(11). Os critérios de estabilidade foi atendido pelos dados obtidos.

$$Fo \leq \frac{1}{2} \quad (12)$$

$$Fo(1 + Bi) \leq \frac{1}{2} \quad (13)$$

5. RESULTADOS NUMÉRICOS

O processo de implementação do código computacional para a análise do gradiente de temperatura na válvula de escape deu-se em dois momentos. No primeiro momento foi analisada a distribuição de temperatura por condução de calor na válvula, de acordo com a temperatura da combustão, onde o corpo da válvula se encontra na temperatura de operação do motor e a sede da válvula em contato com a câmara de combustão a 1123 K. O período de tempo analisado foi o tempo em que ocorre a combustão (50 ms) com intervalos de tempo de 10 ms.

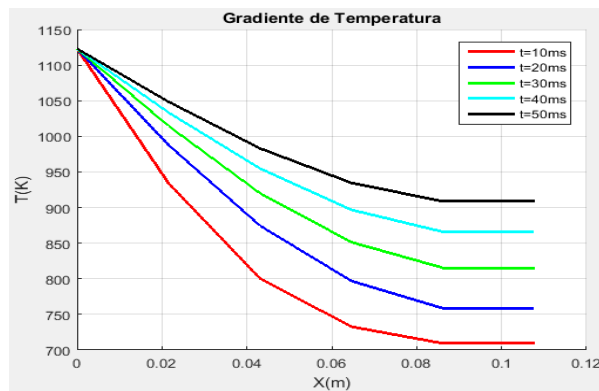


Figura 10: Solução numérica para condução com temperaturas pré-estabelecidas.

Assim foi possível observar que com o passar do tempo, houve um aumento considerável na temperatura dos nós internos e na outra extremidade da válvula, mesmo em um intervalo de tempo tão pequeno.

No segundo momento, onde ocorre a abertura da válvula e o corpo da válvula está em contato com os gases de exaustão, o código foi implementado sobre os novos valores de temperatura para cada nó na haste da válvula obtidos através do primeiro momento da simulação. Com a inserção da nova condição de contorno, foi realizada a apreciação do gradiente de temperatura devido a condução por convecção por parte dos gases de exaustão, avaliados também no período de tempo de 50 ms (tempo de abertura da válvula) com intervalos de tempo de 10 ms.

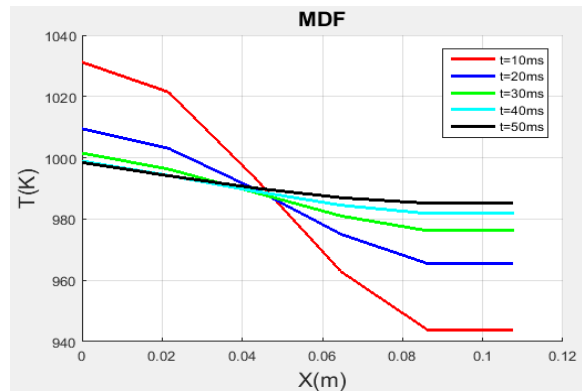


Figura 11: Solução numérica para condução por convecção e temperaturas pré-estabelecidas.

Com a presença dos gases da combustão é possível observar que, assim como esperado, houve uma pequena queda na temperatura da primeira extremidade por estar em contato com o fluido e a temperatura dos nós posteriores elevou-se mais ainda. Além disso, todos os nós já apresentam a tendência de uma uniformização da temperatura ao longo de toda a extensão da válvula, convergindo para um valor próximo de 1000 K.

6. CONCLUSÃO

A figura 12 apresenta a comparação entre as duas soluções analíticas e a solução numérica nas mesmas condições de contorno. O erro mínimo foi encontrado na posição $x=0.0216 m$ em relação a ambas as soluções analíticas, com valor de 0.0064% em relação a parede plana e 0.0013% em relação ao sólido semi infinito. O erro máximo foi encontrado na posição $x=0.0862 m$ em relação a ambas as soluções analíticas, com valor de 0.21% em relação a parede plana e 0.14% em relação ao sólido semi infinito.

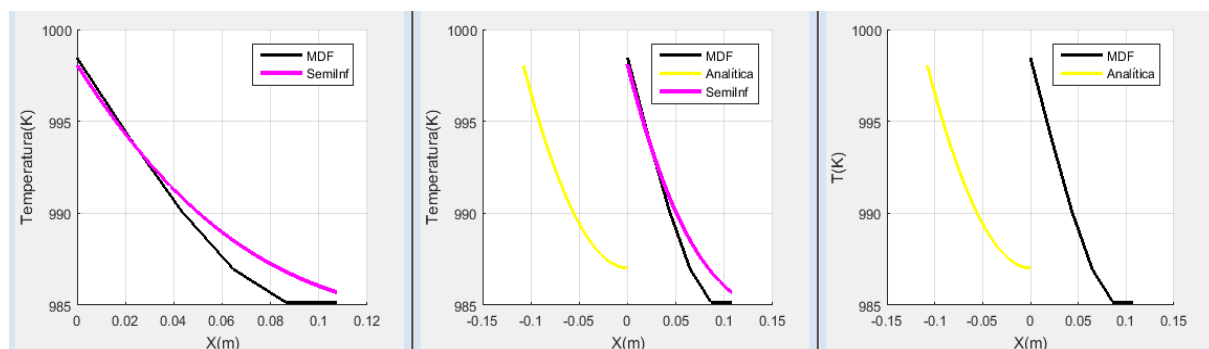


Figura 12: Comparação entre as soluções analíticas e a numérica.

As soluções analíticas foram consideradas devido ao fato de ambas se adequarem a problemas onde a geometria do corpo é relativamente pequena e as trocas de calor ocorrem em intervalos de tempo muito curtos, que é o caso da válvula de escape.

Portanto, a partir da apreciação da simulação das soluções analíticas e da solução numérica conclui-se que a análise numérica do gradiente de temperatura da válvula de escape é condizente com ambas as soluções analíticas, apresentando erro mínimo devido a aproximações em valores usados pelos autores e pelas fontes bibliográficas. Além disso foi possível comprovar que em regime de operação, as válvulas realmente apresentam um gradiente de temperatura bastante elevado, variando de 700 K a 1100 K, apenas no início do funcionamento do motor, temperaturas estas que tendem a cair durante o contato com os gases e devido a dissipação por condução e minimamente por irradiação ao longo da haste, entretanto, devido ao curto espaço de

tempo em que ocorre abertura da válvula, as temperaturas logo são elevadas, mostrando a necessidade de um material e geometria que sejam eficazes na dissipação do calor em um espaço de tempo muito curto.

7. REFERÊNCIAS

- CAIADO, Nuno Guilherme Ribeiro. Simulação Numérica do Comportamento Térmico de Compartimentos Sujeitos a Incêndios Localizados. 2012. 93 p. Relatório Final de Projeto (Mestrado em Engenharia da Construção)- Instituto Politécnico de Bragança, [S.l.], 2012.
- INCROPERA, Frank et al. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. 6ª. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 657 p.
- Finite Heat Release with Heat Transfer. Disponível em: <<https://www.engr.colostate.edu/~allan/thermo/page1/page1f.html>>. Acesso em: 13 set. 2017.
- ÇENGEL, Yunus A. et al. Transferência de Calor e Massa : Uma Abordagem Prática. 4. ed. [S.l.]: Ltda, 2012. 904 p.
- CHANG, Junseok et al. New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine Derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux. 2004. 18 p. Artigo Científico (Doutorado em Engenharia Mecânica)- University of Michigan, [S.l.], 2004.
- SOYHAN, H.S et al. Evaluation of heat transfer correlations for HCCI engine modelling : Applied Thermal Engineering. Disponível em: <<https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00498971>>. Acesso em: 04 out. 2017.
- RAO, B. Seshagiri ; CHANDU, D. Gopi. Petrol Engine Exhaust Valve Design : Analysis and Manufacturing Processes. 2014. 7 p. Pesquisa Científica (Engenharia Mecânica)- IJMERR, [S.l.], 2014.
- CERDOUN, Mahfoudh et al. An approach for thermal analysis of internal combustion engines' exhaust valves. 2016. 14 p. Pesquisa Científica (Engenharia de Produção)- University of Florence, Itália, 2016.
- CHAPRA, Steven C.; CANALE, Raymond O. Métodos Numéricos para Engenharia. 5. ed. [S.l.]: Mc Graw Hill, 2008. 832 p.
- MOURA DE MELO, KELLY JACQUELINE. APLICAÇÃO DO MÉTODO DAS DIFERENÇAS FINITAS EXPLÍCITO NA SOLUÇÃO DA EQUAÇÃO DO CALOR PARA O CASO TRANSIENTE E UNIDIMENSIONAL. 2011. 46 p. Monografia (CURSO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA)- UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO SEMI-ÁRIDO, [S.l.], 2011. Disponível em: <<http://www2.ufersa.edu.br/portal/view/uploads/setores/232/arquivos/Kelly%20Jacqueline%20Moura%20de%20Melo.pdf>>. Acesso em: 22 fev. 2018.
- VAN WYLEN, Gordon John; SONNTAG, Richard Edwin. Fundamentos de Termodinâmica. Limusa, 1967. Poppet Valve. Disponível em: <https://en.wikipedia.org/wiki/Poppet_valve>. Acesso em: 13 out. 2017.
- Fred Starr (2013) Development of the Poppet Type Exhaust Valve in the Internal Combustion Engine: Part I 1860–1930, The International Journal for the History of Engineering & Technology, 82:2, 283-314, DOI: [10.1179/1758120612Z.00000000013](https://doi.org/10.1179/1758120612Z.00000000013)
- Fred Starr (2014) Design and Development of Exhaust Valves for Internal Combustion Engines from the Perspective of Modern Thinking: Part 2 1930–90, The International Journal for the History of Engineering & Technology, 84:1, 1-29, DOI: [10.1179/1758120613Z.00000000030](https://doi.org/10.1179/1758120613Z.00000000030)
- MARTINS, Jorge. **Motores de Combustão Interna**. Quinta. ed. [S.l.]: Publindústria, 2006. 437 p.
- VARELLA, Carlos Alberto Alves ; SANTOS, Gilmar de Souza. **Noções Básicas de Motores Diesel**. 1ª. Disponível em: <http://www.ufrj.br/institutos/it/deng/varella/Downloads/IT154_motores_e_tratores/Literatura/No%E7%F5es%20B%E1sicas%20de%20Motores%20Diesel.pdf>. Acesso em: 15 fev. 2018.
- ANNAND, W.J.D. (1963), Heat transfer in the Cylinder of Reciprocating Internal Combustion Engine, Proc. Inst. Mech. Eng., 177.
- Woschni, G., (1967); An Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine; SAE Paper 670931

8. RESPONSABILIDADE AUTORMAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

ANALYSIS OF UNIDIMENSIONAL HEAT CONDUCTION IN TRANSIENT REGIME IN THE STUDY OF HEAT DISSIPATION IN EXHAUST VALVES

Francisco Carlos dos Santos Júnior, franciscocdsj@gmail.com¹

Yago Silva Oliveira, yagosoliveira7@gmail.com¹

*Kléber Lima Cezar, kleber@ufpi.edu.br¹

¹ Universidade Federal do Piauí, Campus Universitário Ministro Petrônio Portella, Teresina - PI, 64049-550

Abstract: *The present work carried out an analysis and characterization of the temperature distribution along the geometry of an exhaust valve, making possible the understanding of the mechanisms of heat dissipation in these structures. These components are always subject to extreme operating conditions and must ensure the sealing of the combustion chamber and allow exhaust gases to flow at temperatures above 750 ° C. Thus, a computational tool was developed for the analysis of heat transfer by one-dimensional conduction in a transient regime. Initially, heat is conducted into the valve at the instant of combustion of the air / fuel mixture and is dissipated by the conduction heat transfer along its geometry. In a second moment, the valve is designed for the moment of the opening, where conduction by convection occurs. The method of numerical approximation (Finite Differences Method) was implemented with the help of the Matlab software, making it possible to obtain the temperature field, which was guided by the analytical solution through the expansion in Fourier series.*

Keywords: *Temperature distribution, Exhaust valve, MDF (Finite Differences Method)*