



ANÁLISE NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E DO ESCOAMENTO DOS GASES DE EXAUSTÃO DE UM GRUPO-MOTOR GERADOR DIESEL

Cristiano Henrique Gonçalves de Brito

José Ricardo Sodré

Cristiana Brasil Maia

cristianohbrito@gmail.com

ricardo@pucminas.br

cristiana@pucminas.br

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, IPUC, PUC-MG

Dom José Gaspar, 500, 30535-901, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil

Resumo. Neste trabalho é realizado o estudo numérico da transferência de calor no duto de exaustão de um grupo motor-gerador diesel. A análise foi realizada utilizando-se duas abordagens diferentes: o Método das Diferenças Finitas (MDF) e o Método de Volumes Finitos (MVF), através de um software computacional comercial, Ansys CFX®. No MDF, foi resolvida a equação de conservação de energia, considerando-se um perfil de velocidades estimado para o escoamento turbulento completamente desenvolvido no interior de um tubo e correlações da literatura para a transferência de calor. No MVF, foram resolvidas as equações de conservação da massa, quantidade de movimento, energia e as equações de transporte das grandezas turbulentas para o modelo $K-\omega$ SST. Em ambas as metodologias, foram adotadas propriedades variáveis para os gases de exaustão, considerando-se seis espécies em sua composição. Os resultados foram avaliados para o grupo motor-gerador operando sob as cargas de 0, 10, 20 e 40 kW. Os resultados mostraram uma tendência de aumento do gradiente de temperaturas com a ampliação da carga. O comportamento dos perfis de velocidade e temperatura obtidos nos modelos numéricos são similares, sendo a divergência existente oriunda das hipóteses adotadas para a resolução de cada um dos modelos numéricos.

Palavras-chave: Motor de Combustão Interna, Transferência de Calor, Método das Diferenças Finitas, CFD, Gases de Exaustão

1 INTRODUÇÃO

É crescente a necessidade de se produzir motores de combustão interna (MCI) mais eficientes uma vez que as leis que regulam os níveis de emissões de poluentes e o consumo de combustível dos veículos automotores reduzem progressivamente os limites. Em conjunto com leis regulatórias, leis de incentivo governamental também estimulam os fabricantes de automóveis a desenvolverem continuamente novas tecnologias que permitam aos automóveis atingirem e até mesmo superarem os limites impostos (Drenth et al., 2014). Dentro das diversas linhas de pesquisa e abordagens para a solução deste problema, um enfoque especial é dado ao sistema de exaustão (Galindo et al., 2006).

O dimensionamento adequado e a otimização de dispositivos aplicados ao sistema de exaustão, como o catalisador e o sistema de recirculação de gases podem ser feitos a partir do controle de temperaturas dos gases de exaustão (Gasser e Rybicki, 2013; Saidur et al., 2012; Galindo et al., 2012; Kandylas e Stamatelos, 1999). Portanto, é de fundamental importância a análise do campo de temperaturas no duto de exaustão. Além disso, a mensuração da transferência de calor nesta região permite conhecer como a energia perdida na exaustão afeta o desempenho do motor e permite ainda verificar a disponibilidade de energia passível de ser recuperada (Firoozabadi et al., 2013; Manzela et al., 2010; Kesgin, 2005).

A transferência de calor e a fluidodinâmica em sistemas de exaustão é estudada geralmente a partir da adoção de métodos numéricos ou computacionais. O Método dos Volumes Finitos (MVF) é um importante método utilizado na análise de escoamentos e tornou-se bastante difundido com a evolução e disponibilidade de softwares de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD – *Computational Fluid Dynamics*). Outras abordagens para a análise de escoamentos são baseadas no Método dos Elementos Finitos (MEF) ou no Método das Diferenças Finitas (MDF), em que a análise pode abranger tanto a transferência de calor quanto a fluidodinâmica do escoamento.

Rakopoulos, Andritsakis e Hountalas (1995) utilizaram o MDF para o estudo da transferência de calor e da fluidodinâmica do escoamento transiente dos gases de exaustão em MCI. A partir da aplicação do MDF para a resolução das equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia, os autores verificaram a disponibilidade de energia contida no gás e a sua influência no desempenho de um motor diesel. Kesgin (2005) utilizou o MDF no estudo da transferência de calor e fluidodinâmica dos gases de exaustão. Os resultados obtidos pelo autor foram utilizados na análise da dinâmica dos sistemas de admissão e exaustão. Para verificar a máxima eficiência possível de um catalisador, Petkovic, Pesic e Lukic (2011) utilizaram o MDF na modelagem da transferência de calor unidimensional no duto de exaustão. Baker et al. (2012) utilizaram o MDF para o modelamento do trocador de calor acoplado ao sistema de exaustão com objetivo de verificar a capacidade de recuperação da energia transportada pelos gases de exaustão.

Moazami, Wyszynski e Mahmoudi (2013) modelaram o escoamento de gases de exaustão e combustível no sistema de recirculação de gases de exaustão (EGR – *Exhaust Gas Recirculation*). O modelo matemático assume escoamento bifásico unidimensional e utiliza o MDF combinado com o método de Euler para resolução das equações governantes. Eles verificaram que a adoção desta metodologia produz erros percentuais desprezíveis e que os resultados estão de acordo com os encontrados na literatura. Brito, Andrade e Sodré (2014) utilizaram o MDF para a resolução da equação da energia no escoamento dos gases de exaustão, assumindo que as propriedades dos gases de exaustão eram as mesmas do ar e

considerando o escoamento laminar completamente desenvolvido e propriedades constantes para avaliar o perfil de temperaturas. Posteriormente, Brito, Maia e Sodré (2014) aprimoraram o modelo para resolver a equação da energia considerando agora escoamento turbulento com um perfil de velocidades proposto e propriedades variáveis em função da temperatura. Luján et al. (2014) utilizaram o MDF para modelar o escoamento dos gases de exaustão de um motor dois-tempos de alta performance. O modelo por eles adotado considera escoamento compressível unidimensional, para o qual eles verificam os efeitos das ondas de pressão na transferência de calor do sistema.

A influência da transferência de calor e da fluidodinâmica do escoamento dos gases de exaustão nas emissões do motor foram avaliadas por Rakopoulos et al. (2011), Kosmadakis et al (2012) e Ström e Sasic (2013). Em seus trabalhos foram utilizados softwares CFD baseados em MVF para resolver as equações governantes do escoamento dos gases de exaustão e de formação de suas espécies. Sekavcnik e et al. (2012) utilizaram um pacote CFD comercial para avaliar a destruição de exergia no motor, onde verificaram que no escoamento dos gases de exaustão 25% da exergia é destruída, sendo a segunda maior causa de destruição de exergia no motor, perdendo somente para a destruição de exergia gerada pelo atrito gerado pelos componentes móveis do motor. Sen e Avci (2014) modelaram e simularam o funcionamento de um EGR que utiliza propano para tratamento dos gases de exaustão de gasolina e diesel que contenham uma mistura pobre de hidrogênio. Para a solução numérica, foi utilizado um pacote CFD comercial, considerando-se o escoamento tridimensional em regime permanente.

Apesar de softwares CFD serem bastante difundidos e utilizados com frequência, requerem alto custo e tempo computacional. Para problemas mais simples ou para uma análise preliminar de problemas mais complexos, a solução das equações governantes pode ser obtida através de outros métodos numéricos que podem ser implementados pelo analista ou pesquisador, como o método das diferenças finitas (MDF). O objetivo do presente trabalho é avaliar o comportamento da distribuição de temperaturas no duto de exaustão de um grupo motor-gerador operando sob cargas específicas, utilizando-se métodos numéricos baseados em MDF e MVF. O MDF será adotado para resolução da equação da energia a partir da proposição de um perfil de velocidades turbulento. O MVF será utilizado a partir do emprego do software Ansys CFX® com o objetivo de se revolver as equações governantes da transferência de calor e fluidodinâmica do escoamento.

2 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

O sistema de exaustão é responsável por dissipar cerca de 30% da energia do MCI (Pulkabrek, 1997). A determinação da energia perdida através do sistema de exaustão é importante na análise do desempenho, da eficiência e das emissões do motor (Heywood, 1988). O domínio físico é apresentado na Fig. 1.



Figura 1. Duto de exaustão

O duto de exaustão está instalado em um grupo motor gerador que possui as características construtivas e de funcionamento descritas na Tab. 1.

Tabela 1. Características do grupo motor gerador

EQUIPAMENTO	PARÂMETRO	TIPO OU VALOR
MOTOR	Tipo de construção	Diesel, 4 cilindros em linha, aspiração natural, injeção direta
	Diâmetro x curso do cilindro	102 x 120 mm
	Cilindrada unitária	0,980 litros
	Cilindrada total	3,922 litros
	Diâmetro x comprimento do duto de exaustão	90 x 1400 mm
GERADOR	Número de polos	4
	Tensão @ Frequência	220 V @ 60 Hz
	Número de fases	3
	Potência nominal	55 kW

2.1 Equações governantes

A energia transportada pelos gases de exaustão pode ser avaliada a partir da análise do escoamento interno do fluido. As equações que governam o escoamento de um fluido newtoniano são as equações de conservação da massa, da quantidade de movimento linear e da energia (Minkowycz; Sparrow e Murthy, 2006), além das equações de transporte das grandezas turbulentas.

A equação (1) representa a equação da continuidade em sua forma vetorial, apresentada por (White, 2006).

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

Onde, t é a coordenada temporal no espaço, ρ é a massa específica e $\bar{\mathbf{V}}$ é o vetor das velocidades médias temporais.

A equação da conservação de momentum é dada por (White, 2006).

$$\frac{D(\rho\bar{\mathbf{V}})}{Dt} = \rho\mathbf{g} - \nabla\bar{p} + \nabla \bullet \tau_{ij} \quad (2)$$

Onde $\mathbf{g}$ é a aceleração da gravidade, $\bar{p}$ é a pressão média temporal e τ_{ij} é o tensor de tensões de Reynolds, representado por

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \quad (3)$$

Em que μ é as viscosidades cinemática do fluido. A tensão viscosa laminar é representada pelo termo primeiro termo, enquanto a tensão viscosa turbulenta é representada pelo segundo termo, u' representa a flutuação de velocidade. As coordenadas generalizadas são representadas pelo i e pelo j .

A equação da energia para escoamento turbulento pode ser escrita na forma vetorial (White, 2006).

$$\rho c_p \frac{D\bar{T}}{Dt} = - \frac{\partial}{\partial x_i} q_i + \bar{\Phi} \quad (4)$$

Onde, c_p é o calor específico à pressão constante, $\bar{T}$ é a temperatura média temporal, o fluxo térmico q_i e é a função de dissipação viscosa $\bar{\Phi}$, expressos pelas equações (5) e (6), respectivamente.

$$q_i = -k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} + \rho c_p \overline{u'_i T'} \quad (5)$$

Em que k é a condutividade térmica do fluido. O primeiro termo representa o fluxo térmico laminar e o segundo termo representa o fluxo térmico turbulento.

$$\bar{\Phi} = \frac{\mu}{2} \overline{\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}'_j}{\partial x_i} \right)^2} \quad (6)$$

O modelo de SST K- ω foi utilizado para avaliar as propriedades turbulentas (Veersteg e Malalasekera, 2007). Para a energia cinética turbulenta (K):

$$\frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \nabla \bullet (\rho K \mathbf{U}) = \nabla \bullet \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_K} \right) \cdot \nabla(K) \right] + \left(2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho K \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \mathcal{B}^* \rho K \omega \quad (7)$$

E para a frequência de turbulência

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\omega \mathbf{U}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega,1}} \right) \cdot \nabla(\omega) \right] + \dots \\ \dots + \gamma_2 \left(2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \mathcal{B}_2 \rho \omega^2 + 2 \frac{\rho}{\sigma_{\omega,2} \cdot \omega} \frac{\partial K}{\partial x_K} \frac{\partial \omega}{\partial x_K} \end{aligned} \quad (8)$$

As constantes $\sigma_K = 1,0$, $\sigma_{\omega,1} = 2,0$, $\sigma_{\omega,2} = 1,17$, $\gamma_2 = 0,44$, e $\mathcal{B}_2 = 0,083$.

2.2 Determinação da composição dos gases de exaustão

A determinação da composição dos gases de exaustão pode ser feita a partir de composição de equilíbrio químico e combustão diesel completa. Os produtos de combustão diesel envolvem mais espécies 232, entre os quais aqueles com concentração mais elevada para uma combustão completa e que pode ser utilizado no escoamento ao longo do duto de exaustão são: (1) CO_2 ; (2) H_2O ; (3) N_2 ; (4) O_2 ; (5) CO ; e (6) H_2 ; (Rakopoulos et al., 1994). De uma maneira geral pode se escrever a reação de combustão completa estequiométrica do combustível hidrocarboneto como (Heywood, 1988).

$$C_n H_m O_r + \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) \cdot (\text{O}_2 + 3,773 \text{N}_2) = n_p (x_1 \text{CO}_2 + x_2 \text{H}_2\text{O} + x_3 \text{N}_2 + x_4 \text{O}_2 + x_5 \text{CO} + x_6 \text{H}_2) \quad (9)$$

Onde x_i é a fração molar do i -ésimo componente e n_p é o número de moles dos produtos. Para o diesel modelado como dodecano, os valores de n , m e r são 12, 26 e 0 respectivamente (Heywood, 1988).

De acordo com Ferguson e Kirkpatrick (2001) para se resolver as sete variáveis são utilizadas as equações de balanço de carbono (Eq. 10), hidrogênio (Eq. 11), oxigênio (Eq. 12), nitrogênio (Eq. 13) e a equação de balanço das frações molares (Eq. 14)

$$n = n_p (x_1 + x_5) \quad (10)$$

$$m = n_p (2x_2 + 2x_6) \quad (11)$$

$$\left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) = n_p (2x_1 + x_2 + 2x_4 + x_5) \quad (12)$$

$$7,546 \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) = n_p (2x_3) \quad (13)$$

$$x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5 + x_6 = 1 \quad (14)$$

E as equações da constante de equilíbrio químico, K_p , Eq. (15) e Eq. (16), definidas em função da temperatura, completam as sete equações necessárias para determinar as frações molares das espécies (Ferguson e Kirkpatrick, 2001).

$$\text{CO}_2 + \text{H}_2 \leftrightarrow \text{CO} + \text{H}_2\text{O} \quad (15a)$$

$$K_{p1} = \frac{x_1 x_6}{x_2 x_5} \quad (15b)$$

$$\ln(K_{p1}) = 2,743 - \frac{1,761}{(T/1000)} - \frac{1,611}{(T/1000)^2} + \frac{0,2803}{(T/1000)^3} \quad (15c)$$



$$K_{p2} = \frac{x_1}{x_5 \sqrt{x_4}} \quad (16b)$$

$$\log(K_{p2}) = -0.415302 \ln\left(\frac{T}{1000}\right) - \frac{0.148627 E5}{T} - 0.475746 E1 + 0.124699 E - 3 \cdot T - 0.900227 E - 8 \cdot T^2 \quad (16c)$$

3 METODOLOGIA NUMÉRICA

A utilização de técnicas numéricas na solução de problemas de engenharia tem origem na dificuldade de se alcançar soluções analíticas para problemas de alta complexidade, que envolvem equações diferenciais parciais, equação implícitas, entre outros, e na atual disponibilidade computacional que permite a agilidade e a eficácia nas soluções destes problemas (Maliska, 1995). Nesta pesquisa foram utilizados dois métodos numéricos para resolver as equações que regem o fluxo de gases de escape. O MDF foi usado para resolver a equação de energia e MVF foi usado para resolver as sete equações governantes do escoamento dos gases de exaustão.

3.1 Modelo MDF

Para determinar os perfis de temperatura foi proposto um modelo baseado no MDF. O modelo foi implementado para resolver a equação da energia (Eq. 4). Após simplificações e expansão a equação pode ser rescrita como:

$$\rho(T)c_p(T)u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot k(T) \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{1}{r} \cdot k(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial r} + k(T) \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \quad (17)$$

Onde r é o raio, u é o perfil de velocidades do gás, k é a condutividade térmica, ρ a massa específica e c_p o calor específico do fluido. As propriedades do fluido são avaliadas em função da temperatura.

A Equação 17 é válida a partir da adoção das hipóteses

- | | |
|---|---|
| • Escoamento em regime permanente | • Propriedades variáveis |
| • Escoamento turbulento totalmente desenvolvido | • Fluido modelado como gases de exaustão com 6 espécies componentes: (1) CO ₂ ; (2) H ₂ O; (3) N ₂ ; (4) O ₂ ; (5) CO ₂ ; e (6) H ₂ . |
| • Perfil de velocidade turbulenta 1/7 (White, 2011) | |

A discretização da equação de energia foi realizada no duto de exaustão, a partir da consideração de duto reto com perda de carga na região da curva, tal como o modelo apresentado na Fig. 2. Para a discretização da equação energia é necessário realizar a análise em duas regiões distintas: volumes internos e volumes de fronteira.

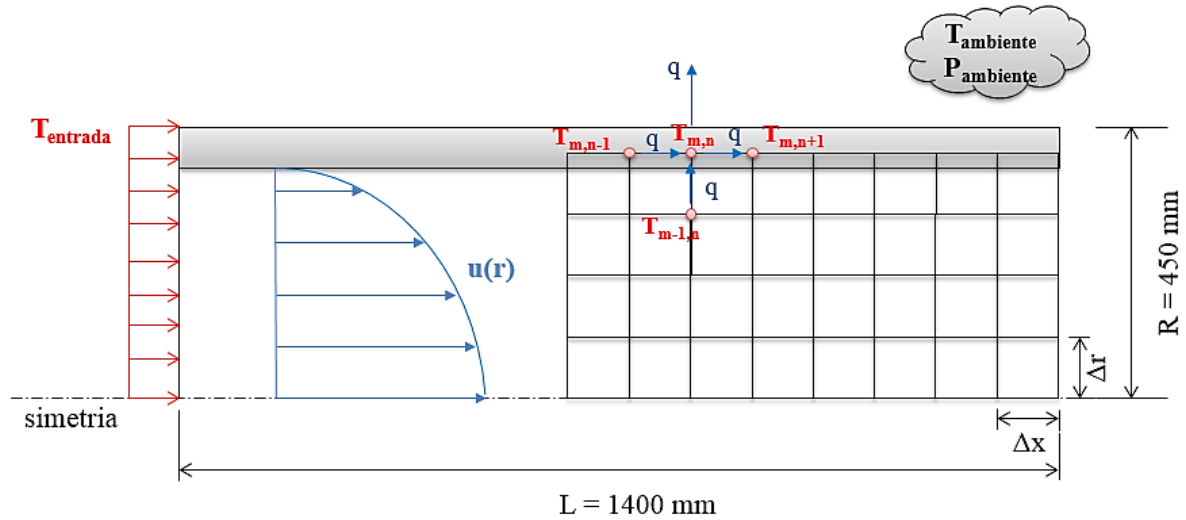


Figura 2. Modelo do duto de exaustão simplificado adotado no MDF

A equação (17) é de uma equação de convecção-difusão não-linear, devido à presença dos termos convectivos utiliza-se o método upwind para se evitar instabilidade e difusão numérica (Ozisik, 1994).

Na região entre a linha de centro e a parede a equação da energia assume a seguinte forma na discretização em MDF.

$$F(T) \cdot \frac{T_{m,n-1} - T_{m,n}}{\Delta x} = \frac{G_1(T)}{m} \cdot \frac{T_{m+1,n} - T_{m,n}}{(\Delta r)^2} + G_2(T) \cdot \frac{T_{m+1,n} - 2 \cdot T_{m,n} + T_{m-1,n}}{(\Delta r)^2} \quad (18)$$

Onde $F(T)$, $G_1(T)$ e $G_2(T)$ são termos utilizados para simplificar a visualização da equação e dados por

$$\begin{aligned} F(T) &= \frac{\rho(T_{m,n+1}) \cdot c_p(T_{m,n+1}) + \rho(T_{m,n}) \cdot c_p(T_{m,n})}{2} \\ G_1(T) &= \frac{k(T_{m+1,n}) + k(T_{m,n})}{2} \\ G_2(T) &= \frac{k(T_{m+1,n}) + k(T_{m,n}) + k(T_{m-1,n})}{3} \end{aligned} \quad (19)$$

Na linha de centro, $r = 0$, a Eq. (17) Ozisik (1994) apresenta a equação da energia assume na seguinte forma

$$\rho(T) c_p(T) u \frac{\partial T}{\partial x} = 2 \cdot k(T) \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \quad (20)$$

A forma discretizada da Eq. (19) é dada por

$$F(T) \cdot \frac{T_{m,n-1} - T_{m,n}}{\Delta x} = 2 \cdot G_2(T) \cdot \frac{T_{m+1,n} - 2 \cdot T_{m,n} + T_{m-1,n}}{(\Delta r)^2} \quad (21)$$

Na parede do duto, a transferência de calor ocorre por convecção devido ao escoamento do gás de exaustão e por convecção natural devido ao contato com o ar externo, conforme apresentado na Fig. 2. Segundo Ozisik (1994), o balanço dos fluxos de calor que atravessa a superfície é nulo.

$$\int_s \mathbf{q} \cdot \mathbf{n} ds = 0 \quad (22)$$

Assim sendo, o fluxo de calor que entra é igual ao fluxo de calor que sai e sua soma portanto é zero.

$$-\frac{1}{2\Delta x}[(k \cdot T)_{m,n+1} - (k \cdot T)_{m,n-1}] - \left\{ -\frac{1}{2\Delta x}[(k \cdot T)_{m,n+1} - (k \cdot T)_{m,n-1}] \right\} + \dots \quad (23)$$

$$+ h_f \cdot \Delta r [T_{m+1,n} - T_{m,n}] - h_\infty \cdot \Delta r [T_{m,n} - T_\infty] = 0$$

Isolando o termo da posição central, tem-se

$$T_{m,n} = \frac{h_f}{h_\infty + h_f} T_{m-1,n} + \frac{h_\infty}{h_\infty + h_f} T_\infty \quad (24)$$

O coeficiente de transferência de calor interno é calculado a partir da correlação de Gnielinski (Bejan, 2013)

$$\frac{h_f D}{k} = \text{Nu}_D(\text{Re}_D, \text{Pr}) = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(\text{Re}_D - 10^3)\text{Pr}}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (25)$$

Onde o fator de atrito é determinado pela Equação de Colebruck (White, 2011)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re}_D \sqrt{f}} \right) \quad (26)$$

O coeficiente de transferência de calor externo é obtido a partir da correlação de Churchill e Chu para a convecção natural (Bejan, 2013)

$$\frac{h_\infty D}{k} = \text{Nu}_D(\text{Ra}_D, \text{Pr}) = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \text{Ra}_D^{1/6}}{[1 + (0,559/\text{Pr})^{9/16}]^{4/27}} \right\}^2 \quad (27)$$

3.1.1 Algoritmo

A resolução das equações discretizadas em diferenças finitas é realizada a partir de algoritmo implementado no Matlab®, cujo fluxograma de processos é apresentado na Fig. 3.

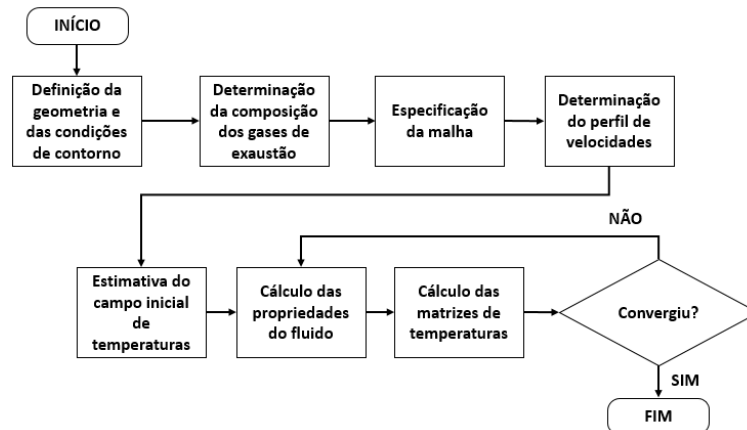


Figura 3. Fluxograma de processos do algoritmo

O critério de convergência adotado é o teste de convergência relativa proposto por Ozisik (1994).

$$\left| \frac{T^{k+1} - T^k}{T_{\max}^k - T_{\min}^k} \right| \leq \varepsilon \quad (28)$$

Onde $T_{\max}$ e $T_{\min}$ são as temperaturas máximas e mínimas observadas na iteração anterior.

Como critério de estabilidade da malha, adotou-se o expresso a seguir (Ozisik, 1994)

$$\frac{1}{2\alpha \left(\frac{1}{(\Delta x)^2} + \frac{1}{(\Delta r)^2} \right) + \frac{|u|}{\Delta x}} \geq 1 \quad (29)$$

Onde α é a difusividade térmica.

Para determinação das equações das propriedades intensivas do fluido em função da temperatura modelou-se o gás de exaustão com 6 espécies componentes. Utilizou-se o software EES® para regressão numérica das equações das propriedades com valores de temperatura variando de 100 a 1200 °C que compreendem o intervalo de temperaturas observado no duto de exaustão.

3.2 Modelo MVF

O modelo MVF foi resolvido no software Ansys CFX® 14.5. O domínio computacional empregado é apresentado na Fig. 4. A simulação considera transferência de calor e o escoamento tridimensional para resolver as Eq. (1)-(8). Este modelo é resolvido para comparação com o modelo proposto em MDF.

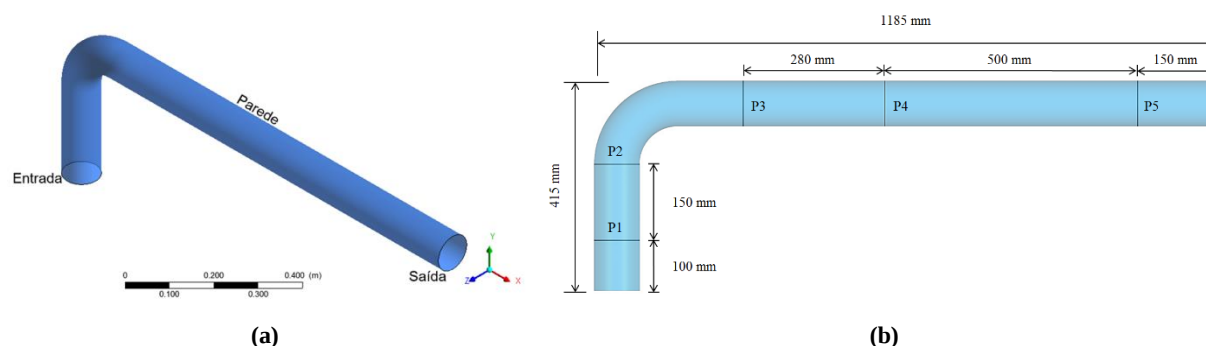


Figura 4. Domínio computacional adotado no MVF: (a) vista 3D e (b) posições de análise dos resultados

Para simulação foram adotadas ainda as seguintes hipóteses fundamentais

- Fluido modelado como gases de exaustão com 6 espécies componentes: (1) CO₂; (2) H₂O; (3) N₂; (4) O₂; (5) CO e (6) H₂;
- Escoamento em regime permanente;
- Escoamento incompressível;
- Escoamento turbulento;
- Modelo de turbulência K- ω SST.

As condições de entrada adotadas foram

- Saída aberta com pressão relativa 0 Pa;
- Condições de não deslizamento nas paredes;
- Vazão mássica dos gases de exaustão imposta conforme dados experimentais;
- Temperatura de entrada dos gases de exaustão imposta conforme dados experimentais;
- Coeficiente global de transferência de calor prescrito;
- Temperatura ambiente a 27 °C.

3.3 Condições de entrada e recurso computacional utilizados

Nas simulações numéricas foram como entrada os dados experimentais (Moraes et al., 2013) descritos na Tab. 2, com o grupo motor-gerador variando a carga nominal de operação de 0 a 40 kW.

Tabela 2. Condições de entrada adotadas nos modelos numéricos

VARIÁVEL MEDIDA	UNIDADE	VALORES OBSERVADOS			
CARGA NOMINAL	KW	0	10	20	40
Temperatura ambiente	°C	27	27	27	27
Temperatura de entrada dos gases de exaustão	°C	149,4	239,37	332,12	598,27
Vazão mássica dos gases de exaustão	kg/h	148,4	144,71	142,72	132,95

O computador utilizados nas simulações possui o sistema operacional Windows® 7 de 64 bits, processador Intel® Xeon™ CPU E5-1660 @ 3,30 GHz e memória RAM de 32 GB.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

O algoritmo implementado em Matlab® teve como parâmetros de entrada os valores descritos na Tab. 1. Foi utilizada uma malha quadrada para obedecer ao critério da estabilidade de malha proposto, Eq. (29). Para o perfil de velocidade foi proposto um perfil de velocidade turbulenta 1/7 (White, 2011). Para o critério de convergência relativo, Eq. (28), adotou-se o valor de 1%. Testes de malha foram realizados. A Tabela 3 apresenta o teste de malha realizado para o motor operando sem carga (0 kW), em ponto localizado a 150 mm a partir da saída e 0,35 mm a partir da parede do tubo. A malha com um elemento de 0,23 mm foi considerado convergida.

Tabela 3. Teste de malha do modelo MDF para a carga 0 kW

Espaçamento (mm)	Pontos nodais	Temperatura (k)	Convergência (%)	Tempo de processamento
1,36	46.167	370,93	-	45 s
0,68	184.734	351,60	5,211	2 min 30 s
0,45	415.800	340,85	3,126	7 min 45 s
0,34	739.068	334,08	1,986	18 min 20 s
0,27	1.154.835	329,43	1,392	40 min 54 s
0,23	1.663.200	326,02	1,035	58 min 13 s

O modelo MVF simulado com o *software* comercial Ansys CFX® 14.5 também teve como parâmetros de entrada os valores apresentados na Tab. 1. Os testes de malha foram realizados no ponto localizado a 150 mm da saída e 0,05 mm da parede. A Tabela 4 exemplifica o teste de malha realizada para o motor operando sem carga. A malha com 11,6 milhões de elementos foi considerada convergida, para um resíduo RMS de 10^{-6} .

Tabela 4. Teste de malha do modelo MVF para a carga 0 kW

RMS	MALHA	ELEMENTOS	NÓS	TEMPERATURA [K]	VELOCIDADE [m/s]
10^{-6}	1	772.200	789.633	401,20	8,27
	2	519.491	531.960	401,19	8,26
	3	217.022	223.110	401,17	8,24
	4	169.488	174.125	400,92	8,24
10^{-5}	1	772.200	789.633	401,20	8,27
	2	519.491	531.960	401,19	8,26
	3	217.022	223.110	401,16	8,24
	4	169.488	174.125	400,92	8,24

4.1 Resultados do modelo MDF

A metodologia empregada permitiu a obtenção dos perfis de temperatura bem como a variação axial das temperaturas médias dos gases de exaustão e da superfície do duto. A variação axial das temperaturas médias logarítmicas é calculada pela expressão (Bejan, 2006)

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{sai} - \Delta T_{entra}}{\ln \frac{\Delta T_{sai}}{\Delta T_{entra}}} \quad (30)$$

Em que

$$\begin{aligned} \Delta T_{sai} &= T_{parede\ saida} - T_{média\ saida} \\ \Delta T_{ent} &= T_{parede\ entrada} - T_{média\ entrada} \end{aligned} \quad (31)$$

Os perfis de velocidades, obtidos a partir da proposta do perfil turbulento 1/7 e dos dados de vazão mássica, são representados na Fig. 5a. Observa-se que, embora a vazão mássica seja reduzida com o aumento da carga (Tabela 2), os perfis de velocidade têm sua magnitude ampliada com o aumento da carga aplicada ao motor. Esse comportamento se deve ao fato de que a massa específica dos gases de exaustão é reduzida com o aumento da carga (Fig. 5b).

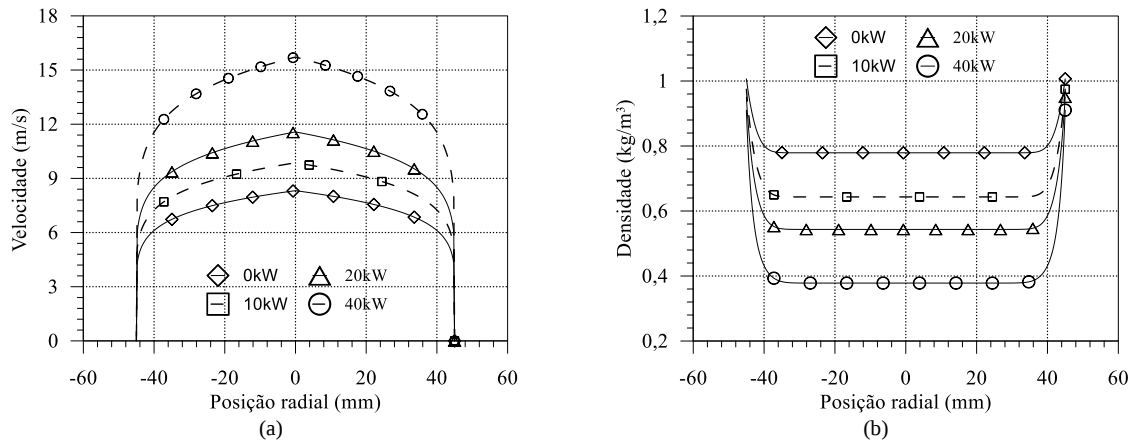


Figura 5. Resultados do modelo MDF: (a) perfis de velocidade e (b) perfis de densidade, para o motor operando sob as cargas de 0, 10, 20 e 40 kW na posição P1

O aumento da carga de trabalho aplicada no motor induz um aumento da temperatura de entrada dos gases de exaustão e o consequente aumento da magnitude dos perfis de temperatura, tal como pode ser visto na Fig. 6. Optou-se por apresentar os perfis de temperatura através de sua média logarítmica pelo fato de as temperaturas variarem consideravelmente com a carga. Verifica-se que neste modelo os perfis de temperatura obtidos na direção radial, Fig. 6a, são mais achatados na região central e que a transferência de calor ocorre de forma mais acentuada nas regiões mais próximas à parede. Os perfis de temperatura obtidos na direção axial, representados pela adimensionalização da média logarítmica das temperaturas (Eq. 30), Fig. 6b, evidenciam que com a ampliação da carga há um consequente aumento dos gradientes de temperatura na direção axial, o que indica um consequente aumento do fluxo de calor através do duto de exaustão.

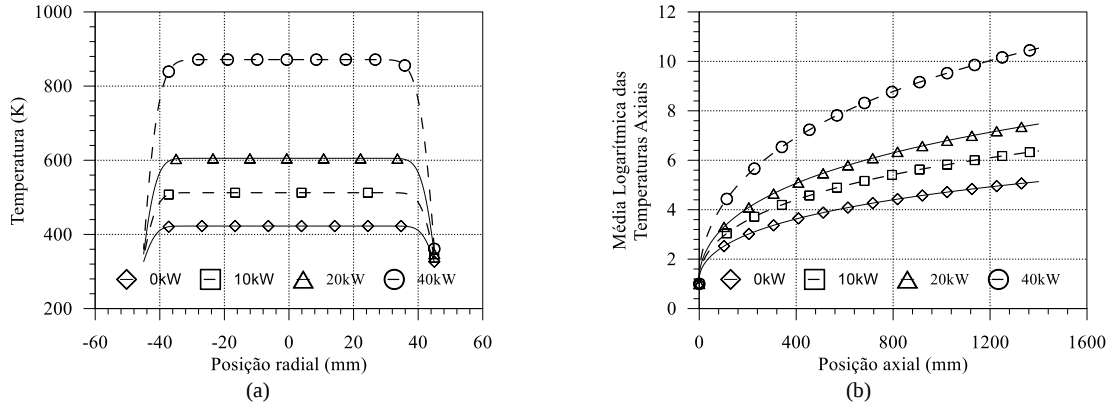


Figura 6. Perfis de temperatura obtidos no modelo MDF: (a) na direção radial e (b) na direção axial para as cargas de 0, 10, 20 e 40 kW

4.2 Resultados do modelo MVF

O modelo MVF resolveu as 7 equações governantes do escoamento interno turbulento. Os perfis de velocidade e temperaturas obtidos são apresentados nas Figs. 7 e 8. Os pontos P1 a P5 estão indicados na Fig. 4b. Os perfis de velocidade apresentados na Fig. 7 variam para todas as cargas de funcionamento ao longo do comprimento axial do duto, o que indica que o fluxo não está completamente desenvolvido do ponto de vista fluidodinâmico. Este comportamento já era esperado, uma vez que a curva altera a direção do escoamento. Os perfis de velocidade nas posições P1 e P2 encontram-se antes da curva. Pode-se observar que o perfil P1 apresenta-se mais uniforme, não observando os efeitos da curva. Já o perfil P2

apresenta uma extensão imposta pelos efeitos da curva. Os perfis P3 e P4 encontram-se após a curva e sofrem forte influência da mundaça de direção do escoamento. Mais adiante, o perfil P5 já apresenta uma tendência à uniformização.

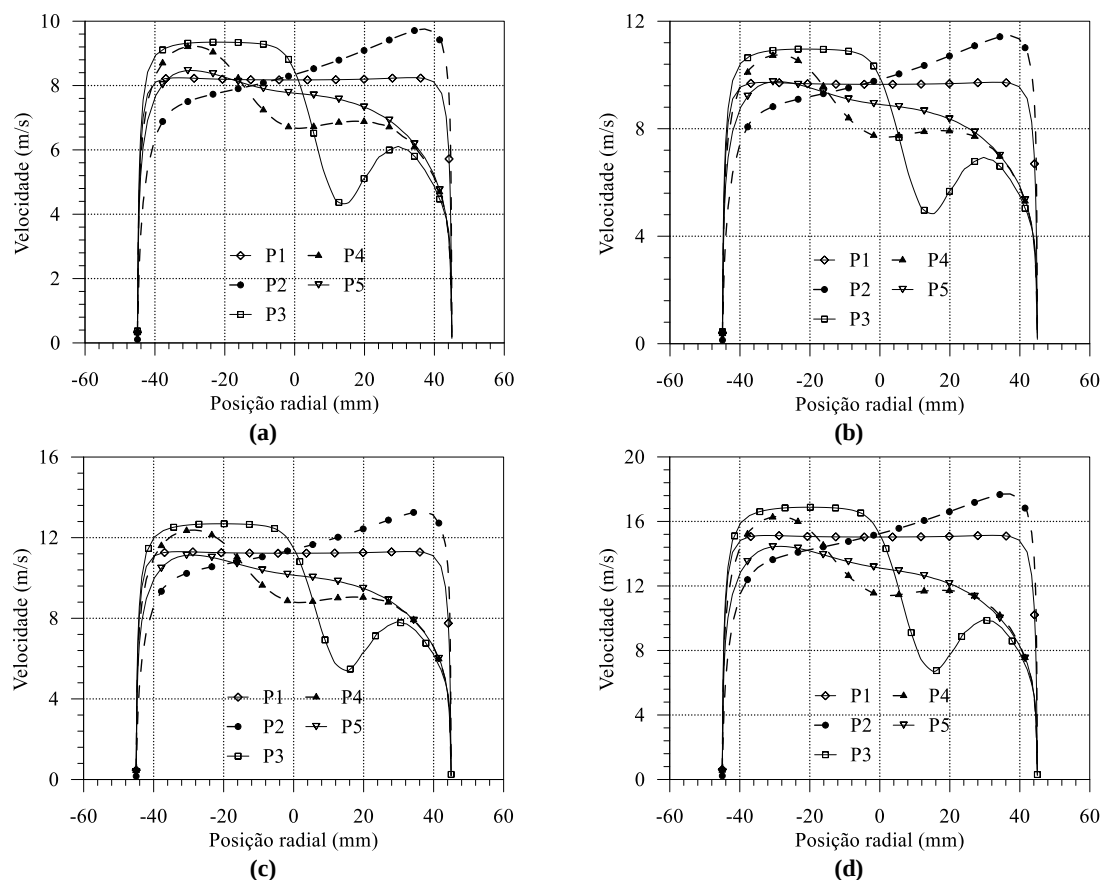


Figura 7. Perfis de velocidade obtidos no modelo MVF para o motor operando sob as cargas: (a) 0 kW, (b) 10 kW, (c) 20 kW e (d) 40 kW

Os perfis de velocidade têm sua magnitude ampliada à medida que se aumenta a carga aplicada ao motor devido a redução da densidade dos gases de exaustão (Fig. 8a), como já discutido anteriormente. A Figura 8b evidencia que apesar de ser observada uma redução da vazão mássica, a redução da densidade é muito mais significativa e por esta ser inversamente proporcional à velocidade faz com que as velocidades médias do escoamento aumentem com o aumento da carga.

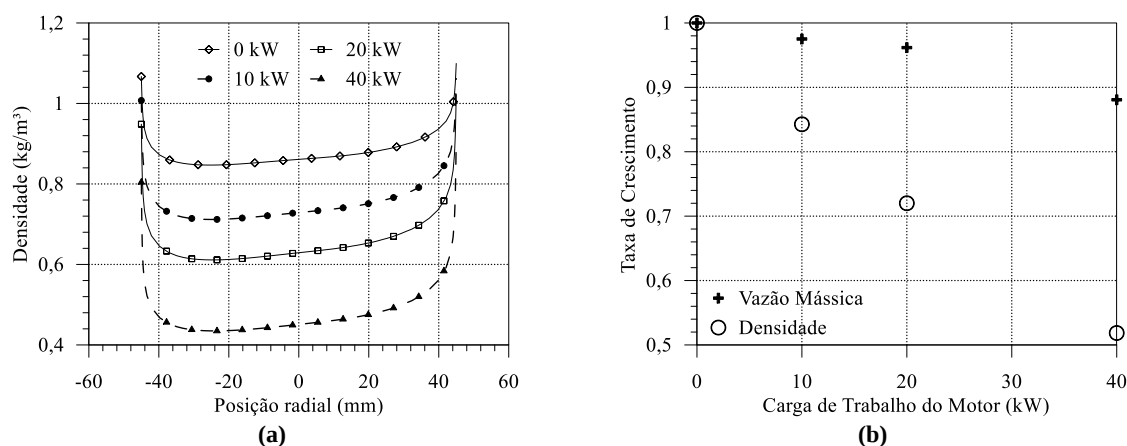


Figura 8. Resultados do MVF para (a) densidade média na posição P1 e (b) taxa de crescimento da vazão mássica e da densidade média

Os perfis de temperatura, Fig. 9, bem como os perfis de velocidade, variam ao longo do duto, o que indica que o fluxo de calor não é constante no escoamento. Pode ser verificado o aumento da magnitude dos perfis de temperatura, o que indica um aumento do gradiente de temperatura como resultado do aumento de carga aplicada ao motor.

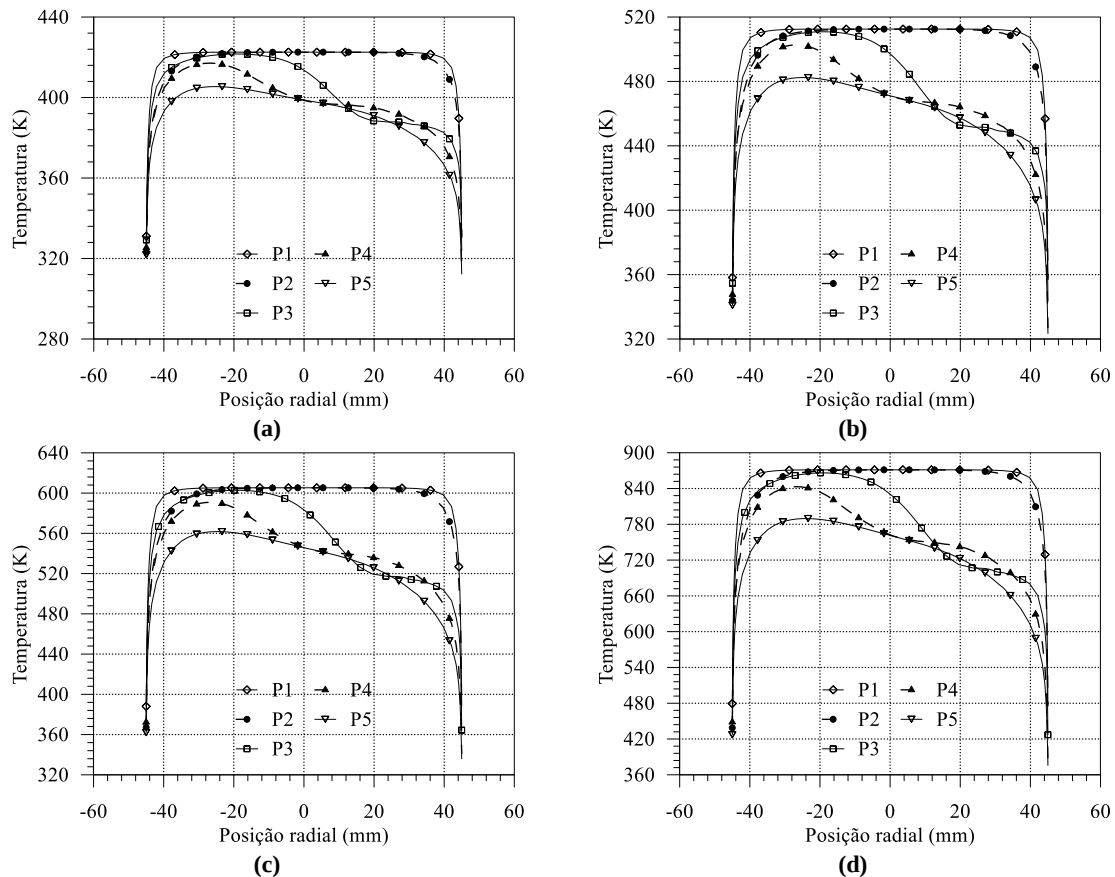


Figura 9. Perfis de temperatura obtidos no modelo MVF para o motor operando sob as cargas: (a) 0 kW, (b) 10 kW, (c) 20 kW e (d) 40 kW

4.3 Comparação dos modelos numéricos

As soluções numéricas propostas para o problema do escoamento dos gases de exaustão no duto são aqui avaliadas de forma comparativa. Foram avaliados os perfis de velocidade, temperaturas e densidades obtidos em uma na seção localizada a 150 mm a montante da saída do tubo, para as cargas de 0 kW e 40 kW. O modelo MDF foi nomeado Matlab-MDF e modelo MVF foi nomeado Ansys-CFD. Como pode ser visto na Figura 10, os resultados obtidos para os perfis de velocidade não concordam em toda extensão da posição radial. A não-conformidade se deve à hipótese adotada para o perfil de velocidades no Matlab-MDF como uma aproximação da solução escoamento hidrodinâmico dos gases de exaustão. Além disso, uma vez que a simplificação adotada no método Matlab-MDF aproxima o duto de exaustão a um tubo reto, este modelo não é capaz de representar a influência da mudança de direção causada pela presença da curva nos perfis de velocidade e temperatura.

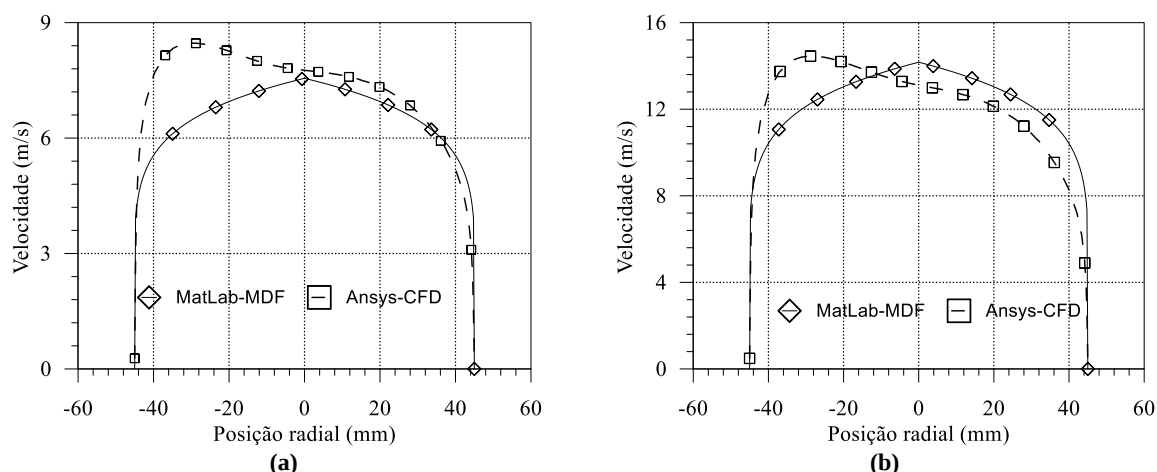


Figura 10. Comparativo dos perfis de velocidade obtidos para o motor operando sob as cargas (a) 0 kW e (b) 40 kW

Os perfis de densidade são apresentados na Fig. 11. Pode-se verificar que os modelos previram valores de densidade muito próximos sendo a discrepância observada creditada ao gradiente de pressão imposto pela deformação nos perfis de velocidade observadas na Fig. 10 para o modelo Ansys-CFD.

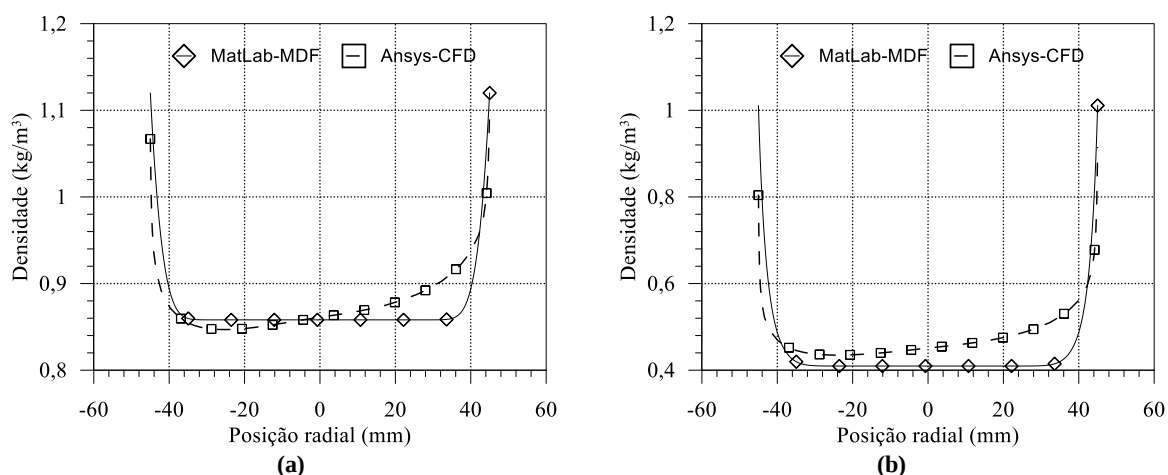


Figura 11. Comparativos dos perfis de densidade obtidos para o motor operando sob as cargas (a) 0 kW e (b) 40 kW

Os perfis de temperatura apresentados na Fig. 11 mostram que o modelo Matlab-MDF não descreve um comportamento semelhante ao modelo Ansys-CFD. Este comportamento pode ser explicado pelas diferenças entre as geometrias utilizadas nos dois modelos. As correlações utilizadas para se encontrar os adimensionais de Nusselt e Rayleigh dependem fortemente da geometria e do sentido do escoamento, o que causa diferenças nos coeficientes de transferência de calor e nos perfis de temperatura resultantes. Além disso, a discrepância observada na região mais próxima da parede pode ser creditada à divergência observada nos perfis de velocidade, uma vez que os coeficientes de transferência de calor são influenciados pela velocidade de escoamento. O modelo Matlab-MDF utiliza uma forma definida para o perfil de velocidades, enquanto o modelo Ansys-CFD resolve as equações de quantidade de movimento linear para estimar este perfil.

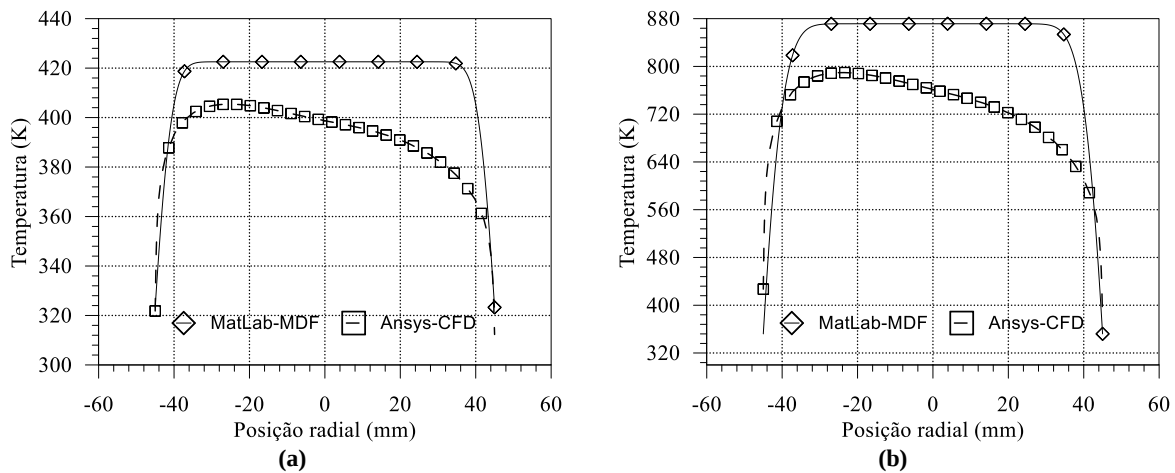


Figura 12. Comparativo dos perfis de temperatura obtidos para o motor operando sob as cargas (a) 0 kW e (b) 40 kW

Observa-se ainda na Fig. 12 que os perfis de temperatura para o modelo Matlab-MDF os perfis de temperatura são mais extensos que os perfis obtidos no modelo Ansys-CFD. Este comportamento indica que o modelo Ansys-CFD prevê uma maior perda de calor. Tal como pode ser visualizado nas Fig. 13, a curva do duto de exaustão induz uma recirculação na região imediatamente após a curva, fato este que potencializa o fluxo de calor nessa região. Observa-se ainda que, na entrada do duto, há uma significativa perda de calor para o ambiente, causada pela diferença de temperatura entre os gases de exaustão e o ambiente.

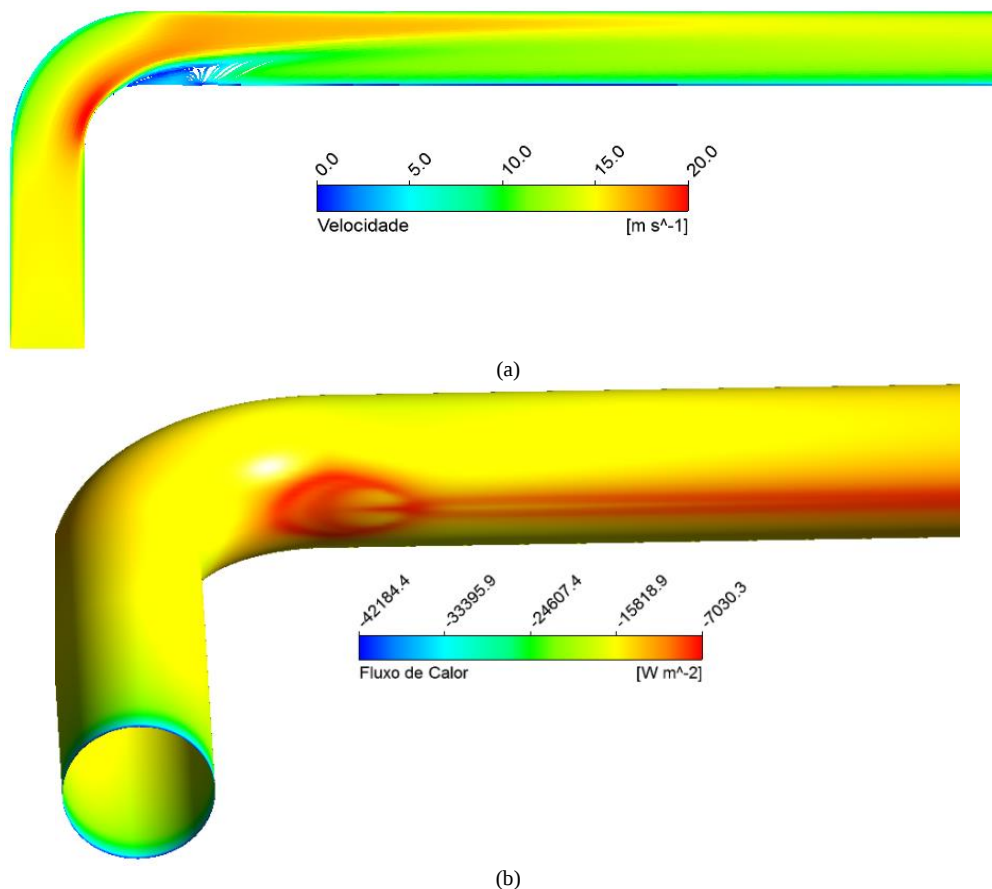


Figura 13. (a) Linhas de corrente e (b) Fluxo de calor na curva obtidos no modelo MVF

5 CONCLUSÃO

Com a metodologia numérica utilizada, foi possível determinar os perfis de temperatura em um duto de exaustão de um motor operando sob diferentes cargas. Os resultados mostram a correlação entre os dois modelos utilizados. Os perfis de temperatura obtidos em ambos os casos, mostram que, à medida que se aumenta a carga aplicada ao motor, estende-se o gradiente de temperaturas ao longo do comprimento do duto como resultado do aumento da temperatura e da redução da vazão mássica.

Os perfis de velocidade obtidos pelo modelo de Matlab MDF e modelo Ansys-CFD possuem comportamentos diferentes. Esta discordância é creditada à adoção de um perfil de velocidade proposto e à simplificação da geometria do duto de exaustão no modelo Matlab-MDF. Os perfis de temperatura encontrados também apresentaram um comportamento distinto para os modelos Matlab-MDF e Ansys-CFD. A divergência observada é devida à influência da geometria na transferência de calor bem como pela incapacidade do modelo Matlab-MDF em prever a recirculação dos gases de exaustão na região imediatamente após a curva.

AGRADECIMENTOS

Os autores generosamente agradecem o apoio da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais – PUCMINAS, o Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - CNPq – e a Fundação de Amparo a Pesquisa de Minas Gerais – FAPEMIG.

REFERÊNCIAS

- ANSYS CFX., 2013, *CFX Solver Theory Manual. Version 14.5*, Ansys.
- Baker, C., et al., 2012. Model of Heat Exchangers for Waste Heat Recovery from Diesel Engine Exhaust for Thermoelectric Power Generation, *Journal of Electronic Materials*, vol. 41, pp. 1290-1298.
- Bejan, A., 2013, *Convection Heat Transfer*. 4. Ed, Wiley.
- Brito, C. H. G., Andrade, G. F., Sodré, J. R., 2014. “Análise do Perfil de Temperaturas no Duto de Exaustão de um Motor pelo Método das Diferenças Finitas”. In *Proceeding Series of the Brazilian Society of Computational and Applied Mathematics – CMAC Sul 2014*. Curitiba, Brazil.
- Brito, C. H. G., Maia, C. B., Sodré, J. R., 2014. “Análise do Perfil de Temperaturas no Duto de Exaustão de um Motor Diesel”. In *Proceedings of the XXXV Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering*. Fortaleza, Brazil.
- Denth, A. C., Olsen, D. B., Cabot, P. E. & Johnson, J. J., 2014. Compression ignition engine performance and emission evaluation of industrial oilseed biofuel feedstocks camelina, carinata, and pennycress across three fuel pathways. *Fuel*, vol. 136, pp. 143-155.
- EES, 2014, *EES – Engineering Equation Solver for Microsoft Windows Operating Systems*.
- Ferguson, A. T., Kirkpatrick, C. R., 2001. *Internal Combustion Engines Applied Thermosciences*. 2nd ed., John Wiley & Sons.

- Firoozabadi, M. D., Shahbakhti, M., Koch, C. R., Jazayeri, S. A., 2013. Thermodynamic control-oriented modeling of cycle-of-cycle exhaust gas temperature in an HCCI engine, *Applied Energy*, vol. 110, pp. 236-243.
- Galindo, J., Luján, J. M., Serrano, J. R., Dolz, V., Guilain, S., 2006. Description of a heat transfer model suitable to calculate transient processes of turbocharged diesel engines with one-dimensional gas-dynamic codes. *Energy*, vol. 43, pp. 201-213.
- Galindo, J., Serrano, J. R., Piqueras, P., Garcia-Afonso, O., 2012. Description of a heat transfer model suitable to calculate transient processes of turbocharged diesel engines with one-dimensional gas-dynamic codes. *Energy*, vol. 43, pp. 201-213.
- Gasser, I., Rybicki, M., 2013. Modelling and simulation of gas dynamics in an exhaust pipe. *Applied Mathematical Modelling*, vol. 37, pp. 2747-2764.
- Heywood, J. B., 1988. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, USA
- Kandylas, I., Stamatelos, A., 1999. Engine exhaust system design based on heat transfer computation, *Energy Conversion & Management*, vol. 40, pp. 1057-1072.
- Kesgin, U., 2005. Study on the design of inlet and exhaust system of a stationary internal combustion engine, *Energy Conversion and Management*, vol. 46, pp. 2258-2287
- Kosmadakis, G.M.; Rakopoulos, C.D.; Demuynck, J.; Paepe, M.; Verhelst, S.; 2012, CFD modeling and experimental study of combustion and nitric oxide emissions in hydrogen-fueled spark-ignition engine operating in a very wide range of EGR rates. *International Journal of Hydrogen Energy*. Vol. 37, p 10917-10934.
- Luján, J. M., Climent, H., Olmeda, P., Jimenéz, V. D., 2014. Heat transfer modeling in exhaust system of high-performance two-stroke engines, *Applied Thermal Engineering*, vol. 69, pp. 96-104.
- Maliska, Clovis R., 1995, *Transferência de Carlo e Mecânica dos Fluidos Computacional*. LTC, Rio de Janeiro
- Manzela, A. A., Hanriot, S. M., Cabezas-Gomes, L., Sodré, J. R., 2010. Using Engine Exhaust Gas as Energy Source for an Absorption Refrigeration System, *Applied Energy*, vol. 87, pp. 1141-1148.
- Matlab, 2013, *Matlab Getting Started Guide – Revised for Version 8.2 (R2013b)*, MathWorks
- Minkowycz, W. J., Sparrow, E. M., Murthy, J. Y., 2006. *Handbook of Numerical Heat Transfer*. John Wiley & Sons, Inc, USA
- Moazami, N., Wyszynski, M. L., Mahmoudi, H., 2013. Modeling of catalytic monolith reactor for reforming of hexadecane with exhaust gas, *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 38, pp. 11826-11839.
- Morais, A. M., Justino, M. A. M., Valente, O. S., Hanriot, S. M., Sodré, J. R., 2013. Hydrogen impacts on performance and CO₂ emissions from a diesel power generator, *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 38, pp. 6857-6864.
- Ozisik, N., 1994, *Finite Difference Methods in Heat Transfer*. 1. Ed., CRC Press.
- Petkovic, S. D., Pesic, R. B., Lukic, J. K., 2011. Experimental Verification of Mathematical Model of the Heat Transfer in Exhaust System, *Thermal Science*, vol. 15, pp. 1035-1045.
- Pulkrabek, W. W., 1997. *Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine*. Prentice Hall, pp. 312.

- Rakopoulos, C., Hountalas, D. T., Tzanos, E. I., Taklis, G. N., 1994. "A fast algorithm for calculating the composition of diesel combustion products using 11 species chemical equilibrium scheme". *Advances in Engineering Software*, Vol. 19, p 109-119.
- Rakopoulos, C., Andritsakis, E., Hountalas, D., 1995. The Influence of The Exhaust System Unsteady Gas Flow and Insulation on The Performance of Turbocharged Diesel Engine, *Heat Recovery Systems & CHP*, vol. 15, pp. 51-72.
- Rakopoulos, C.; Kosmadakis, G.M.; Demuynck, J.; Paepe, M.; Verhelst, S.; 2011. A combined experimental and numerical study of thermal processes, performance and nitric oxide emissions in a hydrogen-fueled spark-ignition engine. *International Journal of Hydrogen Energy*. Vol. 36, p 5163-5180.
- Saidur, R., Rezaei, M., Muzammil, W. K., Hassan, M. H., Paria, S., Hassanuzzaman, M., 2012. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, pp. 5649-5659
- Sekavcnik, M.; Ogoreve, T.; Katrasnik, T.; Rodman-Opresnik, S.; 2012, Three-dimensional approach to exhaust gas energy analysis. *Heat Mass Transfer*, Vol. 48, p 923-931.
- Sen, I.; Avci, A. K.; 2014, Simulation of exhaust gas reforming of propane in a heat exchange integrated microchannel reactor. *International Journal of Hydrogen Energy*. Vol. 39, p 844-852.
- Ström, H.; Sasic, S.; 2013, Heat and mass transfer in automotive catalysts – The influence of turbulence velocity fluctuations. *Chemical Engineering Science*. Vol. 83, p 128-137.
- Versteeg, H. K., Malalasekera, W., 2007. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The finite volume method*. Pearson Education, 2nd edition
- White, F. M., 2006. *Viscous Fluid Flow*. McGraw-Hill, 2006
- White, F. M., 2011, *Mecânica dos Fluidos*. 6. Ed, McGraw-Hill