

4

Modelo matemático do sistema de arrefecimento de um motor a combustão interna

4.1.

Descrição do sistema proposto

Para a modelagem da operação em regime permanente do sistema de arrefecimento do motor, este foi dividido em três partes principais, sendo cada uma delas representadas por componentes com os seus respectivos volumes de controle. As partes consideradas foram:

1. Radiador.
2. Bloco de cilindros.
3. Bomba do fluido de arrefecimento.

Na Figura 16 apresenta-se um esquema simplificado do sistema considerado neste trabalho.

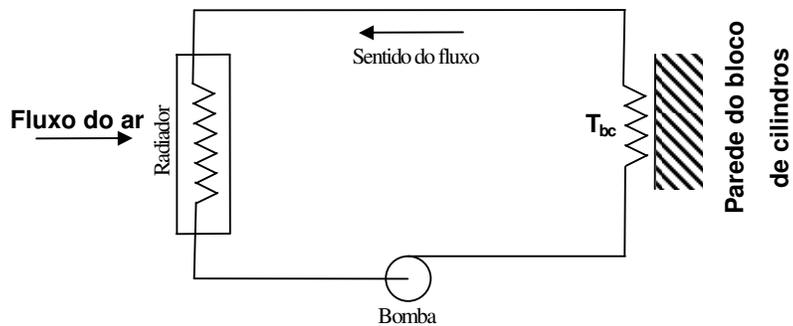


Figura 16 – Esquema simplificado do sistema de arrefecimento do motor de combustão interna.

Na análise de cada uma das partes do sistema as seguintes hipóteses são levadas em conta, com o objetivo de simplificar as equações do balanço energético:

1. Condições de operação em regime permanente.
2. Processo adiabático, isto é, não há perdas de calor para o ambiente.
3. Não há mudança de fase no fluido de arrefecimento.

Na descrição da simulação de cada parte do sistema estabelecem-se também os seus respectivos fundamentos e considerações teóricas que delimitam a abrangência do uso deste modelo nos sistemas reais de resfriamento do motor.

Faz-se uso do método dos parâmetros concentrados para uma análise global do sistema e do método da efetividade para a equação de troca de calor. Este último permite o desenvolvimento de um sistema de equações algébricas mais simples de se resolver.

4.2. Equações de conservação

Considerando um volume de controle ao redor de cada parte do sistema de arrefecimento automotivo, descrevem-se a seguir as equações de conservação de massa e energia usadas no presente estudo.

Partindo da equação de balanço de massa aplicada ao volume de controle, tem-se (Moran e Shapiro, 2004):

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o \quad (4.1)$$

A equação (4.1) atende a um volume de controle com propriedades uniformemente distribuídas, e um número finito de seções de entrada e saída, cada uma com escoamento uniforme na seção. Para regime permanente, tem-se $(dm_{vc}/dt)=0$, e a equação da continuidade (4.1) fica reduzida a:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \quad (4.2)$$

Para o volume de controle com as mesmas considerações anteriores, a equação de conservação de energia fica escrita da seguinte maneira:

$$\dot{Q} - \dot{W}_{util} = \frac{dE_{vc}}{dt} + \sum \dot{m}_o \left(h + \frac{1}{2}u^2 + g\Delta z \right)_o - \sum \dot{m}_i \left(h + \frac{1}{2}u^2 + g\Delta z \right)_i \quad (4.3)$$

Para um sistema operando em regime permanente, com escoamento de secção uniforme através de uma única entrada e uma única saída, e desprezando as variações das energias potenciais e cinéticas, tem-se:

$$\dot{Q} - \dot{W}_{eixo} = \dot{m}_o h_o - \dot{m}_i h_i \quad (4.4)$$

A aplicação das equações de conservação de massa e energia, eq. (4.2) e (4.4), em cada parte do sistema de arrefecimento, é considerada a seguir.

4.2.1.

Jaqueta do motor

Nas equações para a conservação de massa e energia do fluido de arrefecimento que escoo na camisa do motor, não há trabalho de eixo atravessando as fronteiras do volume de controle, portanto:

$$\dot{W} = 0 \quad (4.5)$$

$$\dot{m} = cte. \quad (4.6)$$

Fazendo uso do método da efetividade e de um balanço energético, pode-se estimar a vazão de FDA necessária para uma dada temperatura das paredes do bloco de cilindros, $T_{wall,bc}$, da seguinte maneira:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{nf} c_{p,nf} \epsilon_{bc} (T_{bc} - T_f) \quad (4.7)$$

A efetividade para o bloco de cilindros é considerada como se fosse para uma troca de calor entre o FDA e um corpo a uma temperatura T_{bc} e de capacidade térmica infinitamente grande.

$$\varepsilon_{bc} = 1 - \exp(-NTU_{bc}) \quad (4.8)$$

onde,

$$NTU_{bc} = \alpha_{bc} \frac{A_{bc}}{c_{p,nf} \dot{m}_{nf}} \quad (4.9)$$

sendo A_{bc} a área de troca de calor no bloco do motor.

4.2.2. Radiador

Devido a não haver potência de eixo no radiador, \dot{W}_{eixo} , as relações para a conservação de massa e energia, considerando as hipóteses no início deste capítulo, são apresentadas a seguir:

$$\dot{W} = 0 \quad (4.10)$$

$$\dot{m}_i = \dot{m}_o = \dot{m} \quad (4.11)$$

As vazões mássicas são constantes tanto para o ar como para o fluido de arrefecimento. A taxa de troca de calor entre o ar e o radiador é descrita pela seguinte equação:

$$\dot{Q} = C_{ar} (T_{ar,o} - T_{ar,i}) \quad (4.12)$$

O parâmetro C_{ar} é a taxa de capacidade térmica do ar. Pode-se entender como a capacidade do fluido de transportar a energia de um ponto a outro do sistema em determinadas condições de operação.

A taxa de capacidade térmica do ar é definida como:

$$C_{ar} = \dot{m}_{ar} c_{p,ar} \quad (4.13)$$

O fluido usado para arrefecer o motor de combustão interna pode ser água ou nanofluido (constituído por diferentes tipos de nanopartículas). Assim, a equação de troca de calor no lado do líquido arrefecedor é:

$$\dot{Q} = C_{nf} (T_q - T_f) \quad (4.14)$$

$$C_{nf} = \dot{m}_{nf} c_{p,nf,rd} \quad (4.15)$$

4.2.3. Bomba do fluido de arrefecimento

Considera-se a conservação da massa através do volume de controle da bomba. Assim:

$$\dot{m} = cte. \quad (4.16)$$

Não há perdas de calor ao meio ambiente:

$$\dot{Q}_{bo} = 0 \quad (4.17)$$

4.3. Modelo matemático das jaquetas do motor

Durante o processo de combustão nem todo o calor é aproveitado pelo motor para produzir trabalho. A taxa total de perdas de calor, \dot{Q}_t , dissipadas pelo motor, pode ser expressa da seguinte maneira (Taylor, 1971):

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_j + \dot{Q}_o + \dot{Q}_r \quad (4.18)$$

onde \dot{Q}_j é a taxa de calor dissipado pelo radiador; \dot{Q}_o a taxa de calor dissipado pelo radiador de óleo, e finalmente; \dot{Q}_r a taxa de calor dissipado na forma de radiação pelo motor. Sem ter em conta o radiador de óleo e considerando desprezíveis as perdas por radiação, a eq. (4.18) fica:

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_j = \dot{Q} \quad (4.19)$$

Para estimar a razão de calor dissipado ao sistema de arrefecimento, \dot{Q} , com respeito ao calor total fornecido durante a combustão, \dot{Q}_f , Taylor (1971) fornece a seguinte expressão:

$$\Lambda = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_f} = \left(\frac{10,4k_g}{D_{pst}} \right) \left(\frac{D_{pst}}{\mu_g} \right)^{0,75} \frac{G_g^{-0,25} (T_g - T_f)(1+F)}{FQ_c} \quad (4.20)$$

onde Q_c , é o calor de combustão por unidade de massa de combustível, e F é a razão combustível – ar.

4.4. Modelo matemático do radiador

No caso dos radiadores automotivos, eles compartilham parâmetros geométricos comuns que servem para caracterizá-los e que são levados em conta quando as suas propriedades térmicas e hidráulicas precisam ser determinadas.

Algumas das características dos trocadores de calor compactos segundo (Kays e London, 1964) e usadas neste trabalho são:

1. β : razão entre a área total de troca de calor de um só lado e o volume total do radiador, [m^2/m^3].
2. σ : razão entre a área de fluxo-livre mínima e a área frontal do radiador, [-].
3. γ : razão entre a área aletada de um só lado e a correspondente área total de troca de calor, [-].

Com frequência o objetivo final de um modelo, do ponto de vista da mecânica, é a predição das características térmicas e hidráulicas do sistema, isto é, a determinação de taxa de transferência de calor e da queda de pressão dos fluidos envolvidos.

Sendo o método dos parâmetros concentrados a guia base do presente estudo, a análise de tais características envolve a consideração do radiador como um sistema global, onde as fronteiras físicas do radiador coincidem com as do volume de controle em estudo.

Para um melhor entendimento da análise deste volume de controle, os balanços energéticos e os cálculos hidráulicos são feitos para cada fluido escoando através do radiador.

A Figura 17 mostra o esquema de fluxo de ar e FDA no radiador e permite uma melhor apreciação do modelo em estudo.

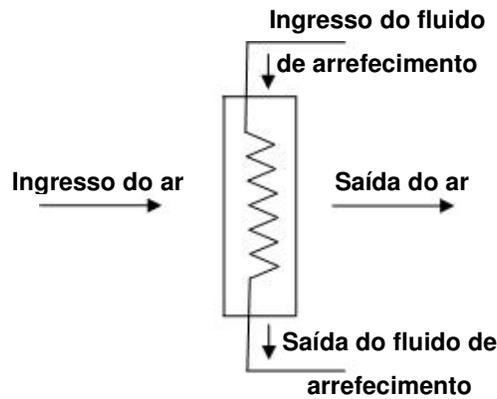


Figura 17 – Esquema do radiador e o sentido dos fluxos, cruzados e não misturados, envolvidos no processo de troca de calor.

As equações que descrevem os fenômenos envolvidos no radiador são apresentadas a seguir. Levando em conta que, para o caso do fluido de arrefecimento, a mesma análise serve para os diferentes fluidos considerados (água ou nanofluido).

4.4.1. Taxa de transferência de calor

A equação de taxa de transferência de calor no radiador apresenta a seguinte forma:

$$\dot{Q} = C_{min,rd} \epsilon_{rd} \Delta T_{max,rd} \quad (4.21)$$

Neste caso, $\Delta T_{\max,rd}$ é a diferença máxima de temperatura no radiador.

$$\Delta T_{\max,rd} = T_q - T_{ar,i} \quad (4.22)$$

A expressão para a efetividade, ε_{rd} , é a correspondente ao caso de fluidos não misturados numa configuração de fluxos cruzados (Hesselgreaves, 2001).

$$\varepsilon_{rd} = 1 - \exp \left[\left(\exp(-NTU^{0,78} C_{r,rd}) - 1 \right) \frac{NTU^{0,22}}{C_{r,rd}} \right] \quad (4.23)$$

O parâmetro NTU é o número de unidades de transferência de calor e $C_{r,rd}$ é a razão entre a taxa de capacidade térmica mínima, $C_{\min,rd}$, e a taxa de capacidade térmica máxima, $C_{\max,rd}$, dos fluidos. Eles são definidos como:

$$NTU = A_{nf} \frac{U_{rd}}{C_{\min,rd}} \quad (4.24)$$

$$C_{r,rd} = \frac{C_{\min,rd}}{C_{\max,rd}} \quad (4.25)$$

A área A_{nf} da equação (4.24) é considerada como a área total de troca de calor no lado do fluido de arrefecimento. O coeficiente geral de troca de calor, U_{rd} , pode ser obtido de:

$$\frac{1}{U_{rd}} = \frac{1}{\alpha_{nf,rd}} + \frac{\beta_{nf}}{\eta_0 \alpha_{ar} \beta_{ar}} + A_{nf} \frac{T_{th}}{k_{wall} A_w} \quad (4.26)$$

Considera-se o trocador de calor limpo em ambos os lados.

4.4.2. Coeficiente convectivo de troca de calor do ar

Não está sendo considerado o ventilador nos cálculos do presente modelo. Assim, a vazão mássica do ar que ingressa ao radiador pode ser expressa considerando uma velocidade uniforme de aproximação. A vazão mássica do ar pode, então, ser expressa da seguinte maneira:

$$\dot{m}_a = u_{fr} \rho_{a,i} A_{fr} \quad (4.27)$$

Para caracterizar a troca de calor no lado do ar é necessário conhecer o coeficiente de troca de calor, α_{ar} . Este pode ser obtido mediante o cálculo do fator de Colburn, j_{ar} , usado freqüentemente em aplicações com números de Reynolds que vão desde 100 até 10000 (Fraas e Ozisik, 1965).

Kröger (1984) desenvolveu um modelo simples para trocadores de calor compactos de aletas planas e tubos alongados. O fator de Colburn do ar, j_{ar} , definido a partir de dados empíricos, é dado por:

$$j_{ar} = \frac{0,174}{Re_{ar}^{0,387}} \quad (4.28)$$

O coeficiente de troca de calor, α_{ar} , pode ser calculado a partir do fator de Colburn, da seguinte maneira (Kröger, 1984):

$$\alpha_{ar} = j_{ar} \frac{G_{ar} c_{p,ar}}{Pr_{ar}^{0,67}} \quad (4.29)$$

O número de Reynolds, Re_{ar} , depende da densidade do ar, ρ_{ar} , da velocidade do ar, u_{fr} , da viscosidade dinâmica, μ_{ar} , e do diâmetro hidráulico, $D_{h,ar}$.

$$Re_{ar} = \frac{\rho_{ar} u_{fr} D_{h,ar}}{\mu_{ar}} \quad (4.30)$$

A velocidade mássica do ar, G_{ar} , pode ser expressa da seguinte maneira:

$$G_{ar} = \frac{\dot{m}_{ar}}{A_c} \quad (4.31)$$

A área, A_c , na eq. (4.31) é a área de fluxo-livre mínima para o ar que atravessa o radiador. Esta área é uma parcela da área frontal do radiador, devido à geometria deste não permitir o ar escoar livremente, mas através de canais formados pelos tubos e as aletas.

A área A_c , tem a seguinte expressão:

$$G_{ar} = \frac{\dot{m}_{ar}}{A_{fr} \sigma_{ar}} \quad (4.32)$$

O parâmetro que expressa a relação entre o campo de velocidades e o campo de temperaturas é o número de Prandtl (Holman, 1981). Ele é definido da seguinte maneira:

$$\text{Pr}_{ar} = \frac{c_{p,ar} \mu_{ar}}{k_{ar}} \quad (4.33)$$

A eficiência das aletas e a efetividade da superfície podem ser aproximadas se forem consideradas aletas planas com seções transversais de espessura constantes. A efetividade da superfície aletada, η_0 , é (Kays e London, 1964):

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_f) \gamma \quad (4.34)$$

Neste caso, o parâmetro γ é a razão entre a área aletada, A_f , e a área total de troca de calor no lado do ar, A_{ar} . A eficiência das aletas, η_f , tem a seguinte expressão:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mb)}{mb} \quad (4.35)$$

onde,

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_{ar}}{k_f F_{th}}} \quad (4.36)$$

O parâmetro b , na eq. (4.35), é a distância média entre aletas.

4.4.3.

Coefficiente convectivo de troca de calor do fluido de resfriamento

Em virtude do incremento da condutividade térmica ser um importante indicador da melhora na transferência de calor obtida com nanofluidos, seu benefício real, como fluidos de transferência de calor, é caracterizado de forma mais efetiva por meio do coeficiente convectivo de transferência de calor (Yu et al., 2007).

Ainda não existem teorias que expliquem razoavelmente o desenvolvimento do escoamento e o processo de transferência de calor de um nanofluido, sendo considerado este um modelo de múltiplas componentes (Velagapudi, V. et al., 2008).

As duas abordagens existentes na literatura para a simulação das características de transferência de calor dos nanofluidos sem mudança de fase são:

1. Assumir o fluido e as partículas em suspensão como homogêneo (modelo monofásico).
2. Considerar modelos bifásicos para uma descrição das fases sólida e líquida.

Adotar-se-á, no presente estudo, a primeira abordagem. Neste sentido, Velagapudi et al. (2008) desenvolveram um modelo para escoamento turbulento baseados nos dados de Eastman et al. (2001), Das et al. (2003), Xuan e Li (2003) e Kim et al. (2007). O número de Nusselt em regime turbulento ao longo de um tubo reto de seção circular pode ser calculado pela seguinte equação:

$$Nu_{nf} = a (Re_{nf})^{0,8} (Pr_{nf})^{0,4} \quad (4.37)$$

Os valores da constante a na eq. (4.37) são 0,0256 para $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{H}_2\text{O}$ e 0,027 para $\text{Cu} - \text{H}_2\text{O}$. Os valores foram obtidos de regressões não lineares a partir dos dados dos trabalhos mencionados acima.

Xuan e Li (2003) desenvolveram uma correlação em regime turbulento usando como exemplo nanofluidos $\text{Cu}-\text{H}_2\text{O}$. A correlação considera os fenômenos de micro-difusão e micro-convecção das partículas e tem a seguinte expressão:

$$Nu_{nf} = 0,0059 \left(1,0 + 7,6286 \phi_{np}^{0,6886} Pe_{np}^{0,001} \right) Re_{nf}^{0,9238} Pr_{nf}^{0,4} \quad (4.38)$$

Note-se que a eq. (4.38) leva em consideração o caso limite em que não existam partículas suspensas no fluido-base, isto é, para o caso $\phi_{np} = 0$. Ela assintotiza para a expressão de Dittus e Boelter, para regime turbulento em tubos de seção reta circular.

Na ausência de correlações específicas para a troca de calor para escoamento de nanofluidos de seção alongada (“oval”), adotam-se as correlações acima se empregando o conceito do diâmetro hidráulico (D_h). A definição dos números adimensionais utilizados na correlação anterior é apresentada a seguir:

$$Re_{nf} = \frac{u_{nf} D_{h,nf}}{\nu_{nf}} \quad (4.39)$$

sendo Re_{nf} o número de Reynolds do nanofluido, u_{nf} , a velocidade do nanofluido que ingressa nos tubos do radiador, $D_{h,nf}$, o diâmetro hidráulico no lado do FDA e ν_{nf} , a viscosidade cinemática do nanofluido escoando nos tubos. O número de Prandtl, Pr_{nf} , é definido como:

$$Pr_{nf} = \frac{\nu_{nf}}{\zeta_{nf}} \quad (4.40)$$

sendo ζ_{nf} a difusividade térmica dos nanofluidos expressa da seguinte maneira:

$$\zeta_{nf} = \frac{k_{nf}}{(\rho c_p)_{nf}} \quad (4.41)$$

sendo o parâmetro k_{nf} , a condutividade térmica dos nanofluidos. O número de Peclet da nanopartícula, Pe_{np} , é definido como:

$$Pe_{np} = \frac{u_{nf} d_{np}}{\zeta_{nf}} \quad (4.42)$$

sendo d_{np} , o diâmetro da nanopartícula no fluido base.

Algumas conclusões com respeito à determinação dos coeficientes de transferência de calor para os nanofluidos são (Yu et al., 2007):

1. Todas as correlações para nanofluidos são modificações de equações tradicionais, tais como a de Dittus – Boelter (1985) ou de Gnielinski (1976), com parâmetros empíricos adicionados.
2. O óxido de Alumínio, Al_2O_3 , e o óxido cúprico, CuO , são as mais comuns e econômicas nanopartículas, utilizadas por vários pesquisadores em seus experimentos.

Neste trabalho é utilizada, para a determinação do número de Nusselt para nanofluidos escoando em regime turbulento, a correlação dada por Xuan e Li (2003), mostrada na eq. (4.38).

Com esta equação se comparam sob as mesmas condições de concentração volumétrica e diâmetro das nanopartículas, assim como de temperatura do fluido-base, quatro diferentes nanofluidos, todos à base de H_2O .

4.4.4.

Queda de pressão no lado do ar

Ao passar o ar entre as aletas ocorre uma queda de pressão por atrito. Sem se levar em consideração os coeficientes de expansão e contração do gás, a queda de pressão pode ser estimada de acordo com Charyulu et al. (1999):

$$\Delta P_{ar} = \frac{G_{ar}^2}{2\rho_{ar,i}} \left[(1 - \sigma_{ar}^2) + 2 \left(\frac{\rho_{ar,i}}{\rho_{ar,o}} - 1 \right) + \left(\frac{4f_{ar}D_{rd}\rho_{ar,i}}{D_{h,ar}\rho_{ar}} \right) - (1 - \sigma_{ar}^2) \left(\frac{\rho_{ar,i}}{\rho_{ar,o}} \right) \right] \quad (4.43)$$

A densidade média do ar, ρ_{ar} , é calculada da seguinte maneira:

$$\left(\frac{1}{\rho_{ar}} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_{ar,i}} + \frac{1}{\rho_{ar,o}} \right) \quad (4.44)$$

O cálculo do fator de atrito é definido de acordo com (Charyulu et al., 1999):

$$f_{ar} = \frac{0,3778}{\text{Re}_{ar}^{0,3565}} \quad (4.45)$$

4.4.5.

Queda de pressão no lado do fluido de resfriamento

Xuan e Li (2003) concluíram que as correlações para o fator de atrito em fluxo monofásico podem ser estendidas aos nanofluidos. Xuan e Roetzel (2000) indicam que o fator de atrito no nanofluido CuO – H₂O é praticamente igual ao da água, nas mesmas velocidades de escoamento e que não varia com o aumento da fração volumétrica.

Destes dois trabalhos conclui-se que, para modelar a queda de pressão dos nanofluidos, a equação de Darcy – Weissbach pode ser utilizada.

Charyulu et al., (1999) apresentaram uma correlação para a queda de pressão do fluido escoando em tubos de seção oval:

$$\Delta P_{nf} = \frac{2G_{nf}^2 f_{nf} H_{rd}}{\rho_{nf} D_{h,nf}} \quad (4.46)$$

O fator de atrito dos nanofluidos, f_{nf} , é determinado pela seguinte expressão (Charyulu et al., 1999):

$$f_{nf} = \frac{0,079}{\text{Re}_{nf}^{0,25}} \quad (4.47)$$

4.4.6. Potência de bombeamento do fluido de resfriamento

A potência requerida para fazer circular o fluido de arrefecimento no sistema, tendo em conta as quedas de pressão no radiador, no bloco de cilindros e a queda de pressão estimada nas conexões, é:

$$\dot{W}_{bo} = \Delta P_{nf} \frac{\dot{m}_{nf}}{\eta_{bo} \rho_{nf}} \quad (4.48)$$

Considera-se uma eficiência da bomba, η_{bo} , de 0,8 para este estudo. O parâmetro ΔP_{nf} , é a queda de pressão do fluido de arrefecimento ao longo de todo o sistema. Esta queda de pressão está constituída da seguinte maneira:

$$\Delta P_{nf} = \Delta P_{nf,rd} + \Delta P_{nf,bc} + \Delta P_{nf,tb} \quad (4.49)$$

Os termos do lado direito na eq. (4.49) representam a queda de pressão no radiador, $\Delta P_{nf,rd}$, no bloco de cilindros, $\Delta P_{nf,bc}$, e nas tubulações que unem cada componente, $\Delta P_{nf,tb}$, respectivamente. Para a determinação da queda de pressão no bloco e ao longo das mangueiras, um comprimento equivalente foi estimado.