



Decaimento de temperatura em tubulações de PPR PN 25 para condução de água quente

Takashi Uehara¹,

César Henrique Britto Nascimento²,

Armando Traini Ferreira³

Resumo: No transporte de água quente ocorre um decaimento de temperatura entre o montante e a jusante de um trecho de tubulação, ocasionando perda de energia em forma de calor para o ambiente. Assim sendo, o tubo de Polipropileno Copolímero Random (PPR) é uma das soluções existentes para sistemas prediais de água quente, uma vez que, por possuir baixa condutividade térmica, o decaimento de temperatura do fluido transportado por este tubo também é baixo. No entanto, há poucas informações sobre a perda de temperatura nesse tubo disponíveis nos manuais de fabricantes. Dessa forma, o objetivo do presente trabalho é determinar o decaimento de temperatura no transporte de água quente nos tubos de PPR da classe de pressão PN 25 para diferentes valores de vazão e para todos os diâmetros normativos. Para tanto, foram realizados estudos com um modelo teórico e simulações computacionais, com o intuito de comparar os resultados dos dois métodos. Os cálculos com o modelo teórico foram feitos no software Microsoft Excel, enquanto as simulações foram feitas na versão estudantil do software Ansys Fluent, que utiliza o método dos volumes finitos. Os resultados de ambos os métodos mostraram que o decaimento de temperatura foi menor para os tubos de diâmetros pequenos e para vazões mais altas. Os dois métodos apresentaram diferenças menores que 0,1%, dessa forma, considerou-se que a simulação valida o modelo teórico. Portanto, este modelo pode ser utilizado no dimensionamento de sistemas de água quente, podendo ser alterados diversos parâmetros dos cálculos, de acordo com as condições de operação do sistema.

Palavras-chave: perda de calor; sistemas prediais; polipropileno copolímero random; Ansys Fluent.

Temperature decay in PPR PN 25 pipes for hot water conduction

Abstract: In the transport of hot water, there is a decay of temperature between the upstream and downstream of a pipe section, causing loss of energy in the form of heat to the

¹ Estudante de Engenharia Civil, Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo, takashiuehara2001@gmail.com.

² Estudante de Engenharia Civil, Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo, cesarbritto13@gmail.com.

³ Doutor, Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo, traini@ifsp.edu.br.



environment. Therefore, the Random Copolymer Polypropylene (PPR) tube is one of the existing solutions for hot water building systems, since, due to its low thermal conductivity, the temperature decay of the fluid transported by this tube is also low. However, there is little information about the loss of temperature in this tube available in manufacturers manuals. Thus, the objective of the present work is to determine the temperature decay in the transport of hot water in PPR pipes of pressure class PN 25 for different flow values and for all normative diameters. Therefore, studies were carried out with a theoretical model and computational simulations, in order to compare the results of the two methods. Calculations with the theoretical model were performed using Microsoft Excel software, while simulations were performed using the student version of the Ansys Fluent software, which uses the finite volume method. The results of both methods showed that the temperature decay was smaller for small diameter tubes and for higher flow rates. The two methods showed differences smaller than 0.1%, thus, it was considered that the simulation validates the theoretical model. Therefore, this model can be used in the design of hot water systems, and several calculation parameters can be changed, according to the operating conditions of the system.

Key-words: heat loss; building systems; random copolymer polypropylene; Ansys Fluent.

Introdução

Segundo Borgnakke e Sonntag (2018), o calor é definido como a transferência de energia de um sistema, em uma dada temperatura, para outro, com temperatura inferior. Há três modos de transferência de calor em um meio ou entre meios: condução, convecção e radiação. A condução se dá através de meios sólidos ou fluidos, a convecção ocorre em uma superfície em contato com um fluido em movimento e a radiação ocorre entre duas superfícies a diferentes temperaturas (BORGNAKKE; SONNTAG, 2018). No transporte de água quente ocorre um decaimento de temperatura entre o montante e a jusante de um trecho de tubulação, ocasionando perda de energia em forma de calor para o ambiente. Por esse motivo, é necessário o uso de sistemas que minimizem esse decaimento, a fim de evitar a necessidade de um aumento no consumo de energia para atender a temperatura de água requerida para utilização. O Polipropileno Copolímero Random (PPR) é uma resina poliolefinica que possui baixa condutividade térmica sendo, portanto, um isolante térmico (TIGRE, 2012). Diante disso, o tubo de PPR é uma das soluções existentes para sistemas prediais de água quente, uma vez que sua baixa condutividade térmica proporciona um menor decaimento de temperatura do fluido transportado (TIGRE, 2012). O PPR está dividido em três classes de



pressão: PN 25 (pressão nominal de 25 kgf cm⁻²), PN 20 (pressão nominal de 20 kgf cm⁻²) e PN 12 (pressão nominal de 12 kgf cm⁻²), sendo este último exclusivo para uso com água fria (BENEDICTO, 2009).

De acordo com a norma ABNT NBR 5626, as perdas de calor devem ser estimadas pelos projetistas em função dos materiais utilizados e das condições de instalação e operação (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2020). No entanto, os manuais técnicos dos fabricantes, geralmente, apresentam dados da perda de energia térmica por metro de tubulação determinadas a partir de condições fixadas e considerando apenas o modo de transferência de calor por condução, sem apresentar gráficos do decaimento de temperatura em função do diâmetro e da vazão, e os estudos para determinar métodos de cálculos mais precisos são escassos. Chaguri Junior (2009) e Uehara, Nascimento e Ferreira (2021) analisaram as perdas térmicas em tubulações de água quente considerando a transferência de calor por condução através da parede dos tubos. Outro estudo foi realizado por Ywashima, Ilha e Ferreira (2017), onde foi utilizado a equação de transferência de calor em uma tubulação sem isolamento térmico, considerando a condução através da parede do tubo e a convecção interna e externa, calculadas com um valor fixo de coeficiente de transferência de calor por convecção.

Dessa forma, o presente trabalho tem como objetivo determinar o decaimento de temperatura no transporte de água quente nos tubos de PPR da classe de pressão PN 25 (S 2,5) para diferentes valores de vazão e para todos os diâmetros normativos, considerando um modelo de perda térmica com todos os modos de transferência de calor.

Materiais e métodos

Foram realizados estudos com um modelo teórico e simulações computacionais, com o intuito de comparar os resultados dos dois métodos. Ambas as análises consideraram uma tubulação de PPR PN 25 de 1,0 metro de comprimento sem isolamento térmico e instalada de forma aparente.

No modelo teórico, a transferência de calor ocorre por convecção entre a água e a superfície interna do tubo, por condução através da parede do tubo, por convecção entre a

superfície externa do tubo e o ar, e por radiação entre a superfície externa e uma superfície vizinha, como a superfície de uma parede a temperatura ambiente. O sistema foi considerado unidimensional, com transferência de calor por condução através da parede do tubo ocorrendo somente na direção radial da tubulação. Considerou-se que a transferência de calor entre a água e a superfície interna do tubo se dá por convecção forçada, pois esta ocorre quando o escoamento é causado por fontes externas como, por exemplo, bombas (INCROPERA et al., 2008). Também foi considerado um escoamento de água em regime turbulento e plenamente desenvolvido (fluidodinâmica e termicamente). Para a transferência de calor entre o ar e a superfície externa do tubo considerou-se a convecção natural, pois esta ocorre quando o escoamento do fluido é induzido por forças de empuxo originadas a partir de diferentes massas específicas causadas por variações de temperatura (INCROPERA et al., 2008). Para a transferência de calor por radiação, utilizou-se a equação da troca de radiação entre uma superfície pequena e um envoltório maior, apresentada por Incropera et al. (2008), que considera a emissividade da superfície vizinha igual a 1 e a absorvidade da superfície pequena (a superfície externa do tubo, para este trabalho) igual à sua emissividade. A Figura 1 apresenta o esquema do modelo teórico.

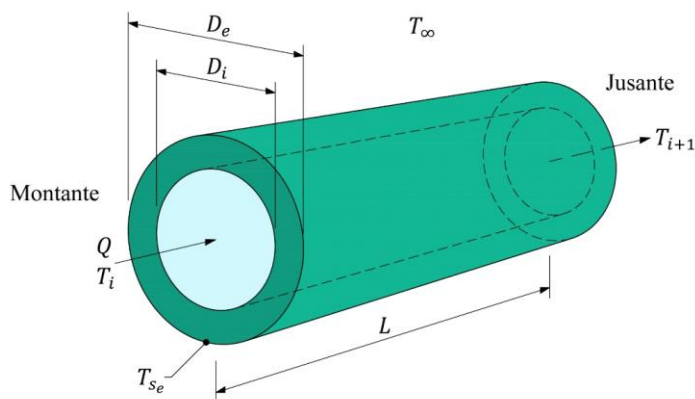


Figura 1. Modelo teórico de um trecho i de tubulação

A velocidade de entrada da água foi calculada com a Eq. 1.

$$v = \frac{Q}{\left(\frac{\pi D_i^2}{4}\right)} \quad (1)$$

Em que:

v = velocidade de entrada da água no trecho (m s^{-1});

Q = vazão volumétrica de entrada da água no trecho ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$);

D_i = diâmetro interno do tubo (m).

O número de Reynolds do escoamento da água foi calculado com a Eq. 2, obtida de Porto (2006).

$$Re = \frac{\rho v D_i}{\mu} \quad (2)$$

Em que:

Re = número de Reynolds (adimensional);

ρ = massa específica da água (kg m^{-3});

μ = viscosidade dinâmica da água ($\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$).

O fator de atrito foi calculado com a equação de Swamee, válida para os escoamentos laminar e turbulento, e apresentada na Eq. 3, obtida de Porto (2006).

$$f = \left\{ \left(\frac{64}{Re} \right)^8 + 9,5 \left[\ln \left(\frac{e}{3,7D_i} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) - \left(\frac{2500}{Re} \right)^6 \right]^{-16} \right\}^{0,125} \quad (3)$$

Em que:

f = fator de atrito (adimensional);

e = rugosidade absoluta da superfície do tubo (m);

Para o cálculo do número de Nusselt para a convecção forçada utilizou-se a analogia de Chilton-Colburn para escoamentos turbulentos em tubos circulares, válida para $0,7 \lesssim Pr_f \lesssim 160$, $Re \gtrsim 10000$ e $L/D_i \gtrsim 10$, e apresentada na Eq. 4, obtida de Incropera et al. (2008).

$$Nu_f = \frac{f}{8} Re \cdot Pr_f^{1/3} \quad (4)$$

Em que:

Nu_f = número de Nusselt para a convecção forçada (adimensional);

Pr_f = número de Prandtl da água (adimensional).

O coeficiente de transferência de calor por convecção forçada é apresentado na Eq. 5, obtida de Incropera et al. (2008).

$$h_{conv_f} = \frac{Nu_f \cdot k_f}{D_i} \quad (5)$$

Em que:

h_{conv_f} = coeficiente de transferência de calor por convecção forçada ($W m^{-2} K^{-1}$);

k_f = condutividade térmica da água ($W m^{-1} K^{-1}$);

A resistência térmica de convecção forçada foi calculada pela Eq. 6, obtida de Incropera *et al.* (2008).

$$R_{conv_f} = \frac{1}{h_{conv_f}(\pi D_i L)} \quad (6)$$

Em que:

R_{conv_f} = resistência térmica de convecção forçada ($K W^{-1}$);

L = comprimento do trecho (m).

Para a condução, utilizou-se a equação da resistência térmica de condução apresentada na Eq. 7, que foi formulada considerando a transferência de calor por condução na direção radial da tubulação.

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2k_t\pi L} \quad (7)$$

Em que:

R_{cond} = resistência térmica de condução ($K W^{-1}$);

D_e = diâmetro externo do tubo (m);

D_i = diâmetro interno do tubo (m);

k_t = condutividade térmica do material do tubo ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$);

L = comprimento do trecho (m).

No escoamento do ar, utilizou-se a equação para o número de Rayleigh apresentada na Eq. 8, obtida de Incropera *et al.* (2008).

$$Ra = \frac{g\beta(T_{s_e} - T_{\infty})D_e^3}{\nu^2} Pr_a \quad (8)$$

Em que:

Ra = número de Rayleigh (adimensional);

g = aceleração da gravidade (m s^{-2});

β = coeficiente de expansão volumétrica térmica do ar (K^{-1});

T_{s_e} = temperatura da superfície externa do tubo ($^{\circ}\text{C}$);

T_{∞} = temperatura do ambiente ($^{\circ}\text{C}$);

D_e = diâmetro externo do tubo (m);

ν = viscosidade cinemática do ar ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$);

Pr_a = número de Prandtl do ar (adimensional).

Para o cálculo do número de Nusselt para a convecção natural utilizou-se a correlação de Churchill e Chu para cilindros horizontais longos, válida para $Ra \lesssim 10^{12}$, e apresentada na Eq. 9, obtida de Incropera *et al.* (2008).

$$Nu_n = \left\{ 0,6 + \frac{0,387Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr_a} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (9)$$

Em que:

Nu_n = número de Nusselt para a convecção natural (adimensional);

Ra = número de Rayleigh (adimensional);

Pr_a = número de Prandtl do ar (adimensional).

O coeficiente de transferência de calor por convecção natural é apresentado na Eq. 10, obtida de Incropera et al. (2008).

$$h_{conv_n} = \frac{Nu_n \cdot k_a}{D_e} \quad (10)$$

Em que:

h_{conv_n} = coeficiente de transferência de calor por convecção natural ($W m^{-2} K^{-1}$);

Nu_n = número de Nusselt para a convecção natural (adimensional);

k_a = condutividade térmica do ar ($W m^{-1} K^{-1}$);

D_e = diâmetro externo do tubo (m).

A resistência térmica de convecção natural foi calculada pela Eq. 11, obtida de Incropera et al. (2008).

$$R_{conv_n} = \frac{1}{h_{conv_n}(\pi D_e L)} \quad (11)$$

Em que:

R_{conv_n} = resistência térmica de convecção natural ($K W^{-1}$);

h_{conv_n} = coeficiente de transferência de calor por convecção natural ($W m^{-2} K^{-1}$);

D_e = diâmetro externo do tubo (m);

L = comprimento do trecho (m).

Para a radiação, utilizou-se a formulação apresentada pela Eq. 12, obtida de Incropera et al. (2008).

$$R_{rad} = \frac{1}{\varepsilon \sigma (T_{s_e} + T_{\infty})(T_{s_e}^2 + T_{\infty}^2)(\pi D_e L)} \quad (12)$$

Em que:

R_{rad} = resistência térmica de radiação ($K W^{-1}$);

ε = emissividade da superfície externa do tubo (adimensional);

σ = constante de Stefan-Boltzmann ($W m^{-2} K^{-4}$);



T_{s_e} = temperatura da superfície externa do tubo (K);

T_{∞} = a temperatura do ambiente (K);

D_e = diâmetro externo do tubo (m);

L = comprimento do trecho (m).

Da primeira lei da termodinâmica, a equação para a taxa de transferência de calor na tubulação tem a forma apresentada na Eq. 13, obtida de Incropera *et al.*, 2008.

$$q = -\dot{m}c_p(T_{i+1} - T_i) \quad (13)$$

Em que:

q = taxa de transferência de calor (W);

\dot{m} = vazão mássica de entrada da água no trecho (kg s^{-1});

c_p = calor específico a pressão constante da água ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$);

T_{i+1} = temperatura a jusante do trecho i ($^{\circ}\text{C}$);

T_i = temperatura a montante do trecho i ($^{\circ}\text{C}$).

A vazão mássica de água foi calculada pela Eq. 14.

$$\dot{m} = \rho Q \quad (14)$$

Em que:

\dot{m} = vazão mássica de entrada da água no trecho (kg s^{-1});

ρ = massa específica da água (kg m^{-3});

Q = vazão volumétrica de entrada da água no trecho ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$).

A taxa de transferência de calor na tubulação também pode ser expressa na forma apresentada na Eq. 15, obtida de Incropera *et al.* (2008).

$$q = \frac{\Delta T}{R_t} \quad (15)$$

Em que:

q = taxa de transferência de calor (W);

ΔT = diferença entre a temperatura da água e a temperatura do ambiente ($^{\circ}\text{C}$);

R_t = resistência térmica total do sistema (K W^{-1}).

A resistência térmica total é igual a soma das resistências térmicas de convecção forçada, de condução e a resistência térmica efetiva de convecção natural e radiação, que atuam em paralelo, conforme o esquema apresentado na Figura 2. Portanto, a taxa de transferência de calor também é calculada pela Eq. 16.

$$q = \frac{T_i - T_\infty}{R_{conv_f} + R_{cond} + \frac{R_{conv_n} \cdot R_{rad}}{R_{conv_n} + R_{rad}}} \quad (16)$$

Em que:

q = taxa de transferência de calor (W);

T_i = temperatura a montante do trecho i (°C);

T_∞ = temperatura do ambiente (°C);

R_{conv_f} = resistência térmica de convecção forçada ($K W^{-1}$);

R_{cond} = resistência térmica de condução ($K W^{-1}$);

R_{conv_n} = resistência térmica de convecção natural ($K W^{-1}$);

R_{rad} = resistência térmica de radiação ($K W^{-1}$).

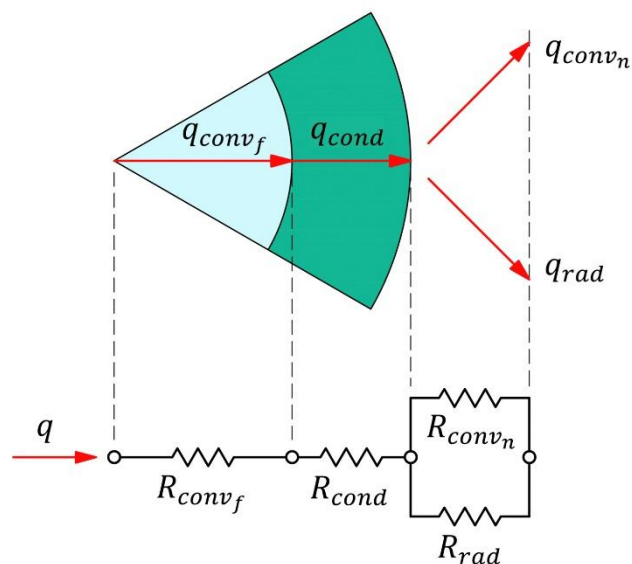


Figura 2. Resistências térmicas e taxas de transferência de calor em uma fatia da seção transversal do tubo

A temperatura da superfície externa é desconhecida, e foi determinada por tentativa e erro, com a condição de que, pela conservação de energia, as taxas de transferência de calor q_{conv_f} , q_{cond} e $q_{conv_n} + q_{rad}$ fossem iguais. Isso foi feito atribuindo um valor inicial para a temperatura da superfície externa (T_{s_e}), que é usada para o cálculo de q , e depois verificando seu valor pela formulação apresentada na Eq. 17.

$$T_{s_e} = T_i - q(R_{conv_f} + R_{cond}) \quad (17)$$

Em que:

T_{s_e} = temperatura da superfície externa do tubo ($^{\circ}\text{C}$);

T_i = temperatura a montante do trecho i ($^{\circ}\text{C}$);

q = taxa de transferência de calor (W);

R_{conv_f} = resistência térmica de convecção forçada (K W^{-1});

R_{cond} = resistência térmica de condução (K W^{-1}).

O valor obtido com essa equação deve ser igual ao valor atribuído para satisfazer a conservação de energia. Para este cálculo foi utilizado uma planilha no software Microsoft Excel, onde, por meio da ferramenta “atingir meta”, atingiu-se o valor zero para a diferença entre as temperaturas da superfície externa atribuída e verificada, variando-se o valor atribuído.

Para determinação da temperatura a jusante de um trecho i de tubulação, igualou-se as Eq. 13 e Eq. 16, gerando a formulação apresentada na Eq. 18.

$$T_{i+1} = T_i - \frac{T_i - T_{\infty}}{\dot{m}c_p \left(R_{conv_f} + R_{cond} + \frac{R_{conv_n} \cdot R_{rad}}{R_{conv_n} + R_{rad}} \right)} \quad (18)$$

Em que:

T_{i+1} = temperatura a jusante do trecho i ($^{\circ}\text{C}$);

T_i = temperatura a montante do trecho i ($^{\circ}\text{C}$);

T_{∞} = temperatura do ambiente ($^{\circ}\text{C}$);

\dot{m} = vazão mássica de entrada da água no trecho (kg s^{-1});

c_p = calor específico a pressão constante da água ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$);



R_{conv_f} = resistência térmica de convecção forçada ($K W^{-1}$);

R_{cond} = resistência térmica de condução ($K W^{-1}$);

R_{conv_n} = resistência térmica de convecção natural ($K W^{-1}$);

R_{rad} = resistência térmica de radiação ($K W^{-1}$).

Foram analisados os tubos DN20, DN25, DN32, DN40, DN50, DN63, DN75, DN90, DN110, DN125, DN140 e DN160, onde o número se refere ao diâmetro externo expresso em milímetros, especificados pela norma ABNT NBR 15813-1 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2018).

Foi considerado o comprimento de 1,0 m para o tubo de cada diâmetro, a temperatura da água a montante do tubo igual a 70 °C, a temperatura do ambiente constante e igual a 20 °C, as propriedades termofísicas do tubo de PPR constantes, as propriedades termofísicas da água e do ar variáveis com a temperatura, e vazões de 0,5, 1,0, 1,5, 2,0, 2,5, 3,0, 3,5, 4,0, 4,5 e 5,0 L s⁻¹. A condutividade do PPR é igual a 0,24 W m⁻¹ K⁻¹, a rugosidade absoluta é igual a 0,007 mm, e a emissividade é igual a 0,97 (AMANCO, 2010).

Os cálculos com o modelo teórico foram feitos em planilha implementada no software Microsoft Excel. Para cada diâmetro de tubo, dividiu-se a tubulação em 10 trechos de 0,1 m de comprimento, onde a temperatura de 70 °C foi atribuída na temperatura a montante do trecho 1, e a temperatura a jusante deste trecho foi calculada com a Eq. 18 e atribuída na temperatura a montante do trecho 2, e assim por diante até a determinação da temperatura a jusante do trecho 10.

Para determinação das propriedades termofísicas da água e do ar, foi utilizado o software mini-REFPROP, desenvolvido pelo Instituto Nacional de Padrões e Tecnologia (NIST do inglês, National Institute of Standards and Technology). Em cada trecho i da tubulação, considerou-se a temperatura a montante do trecho (T_i) para obter as propriedades da água (ρ , c_p , k_f , μ e Pr_f). O mesmo procedimento foi usado para calcular as propriedades do ar (ν , k_a , β e Pr_a), porém considerando a temperatura do filme (média entre a temperatura da superfície externa do tubo e a temperatura do ambiente).

O decaimento de temperatura também foi determinado por meio de análises no software comercial de simulações Ansys Fluent (versão estudantil) desenvolvido por Ansys

Inc. Este programa usa técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacionais (CFD do inglês, Computational Fluid Dynamics) e utiliza o método dos volumes finitos a partir de uma malha criada na geometria para obter as soluções das equações que descrevem problemas de escoamentos de fluidos (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). A versão estudantil do programa tem um limite de 512000 células na malha (ANSYS INC, 2021). Dessa maneira, foi modelado um tubo de apenas 1,0 m de comprimento para cada diâmetro, a fim de evitar uma malha muito grosseira, o que poderia causar imprecisões nas simulações. Além disso, utilizou-se a ferramenta “inflation” do Ansys para refinar a malha do domínio do fluido na região próxima à superfície interna do tubo, onde os gradientes de velocidade e temperatura são mais altos, e o tamanho dos elementos da malha foi ajustado para cada diâmetro de tubo, de forma que o número de elementos fosse o maior possível e estivesse dentro da limitação do software. A Figura 3 apresenta a malha gerada para o tubo DN20 no Ansys.

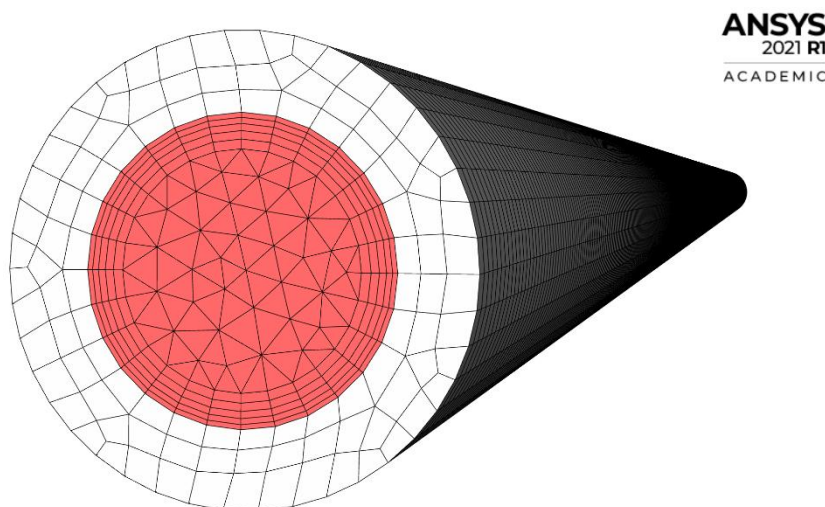


Figura 3. Malha gerada no Ansys para o tubo DN20

Nas simulações, foi determinada a temperatura da água a jusante da tubulação, considerando as mesmas condições de contorno adotadas para os cálculos no Excel. Foi feita uma simulação com 300 iterações para cada diâmetro e para cada vazão diferente, totalizando 120 simulações. Para o escoamento da água utilizou-se o modelo de turbulência SST disponível no Ansys, que combina os modelos $k - \epsilon$ e $k - \omega$, também disponíveis no programa. Estes modelos de turbulência modelam a energia cinética turbulenta k , sua dissipação ϵ , e a taxa de dissipação específica ω , e são amplamente usados em análises de

CFD. Na utilização do modelo SST, o modelo $k - \omega$ é aplicado na região próxima a parede do tubo, e o modelo $k - \epsilon$ é aplicado nas regiões mais afastadas, que são as regiões onde os dois possuem um tratamento mais preciso (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Resultados e discussões

Obteve-se os valores das temperaturas ao longo da tubulação calculadas na jusante de cada trecho. A Figura 4 apresenta os resultados para todos os diâmetros com vazão de $0,5 \text{ L s}^{-1}$. Observou-se que o decaimento de temperatura foi menor para os tubos de menores diâmetros e para vazões mais altas.

No Ansys Fluent obteve-se gráficos com o resultado da temperatura da água a jusante do tubo, convergindo ao longo das iterações, como o mostrado na Figura 5 para o tubo DN20 com vazão de $0,5 \text{ L s}^{-1}$.

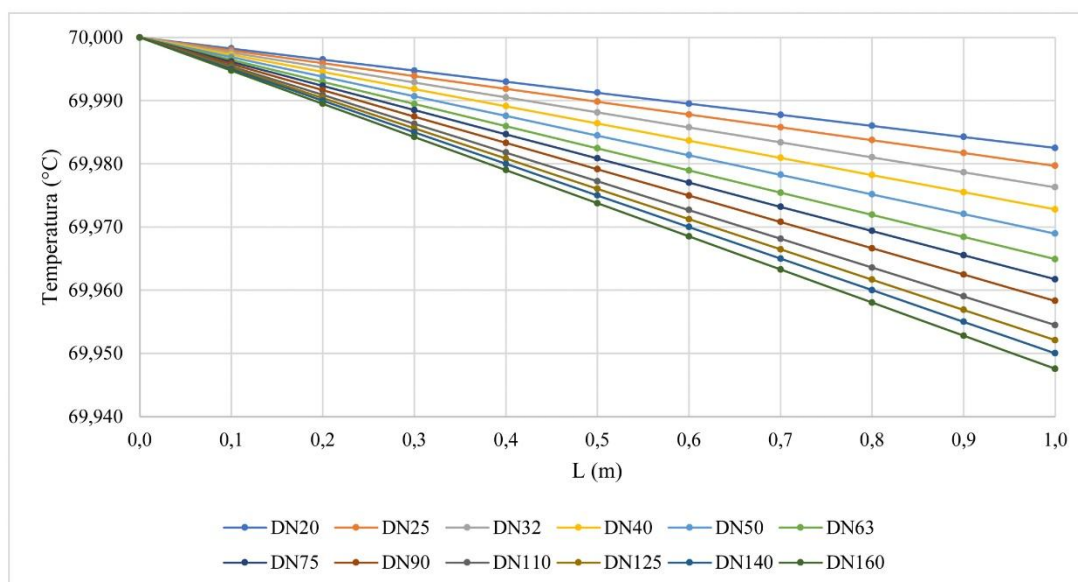


Figura 4. Temperatura da água ao longo do tubo para vazão de $0,5 \text{ L s}^{-1}$

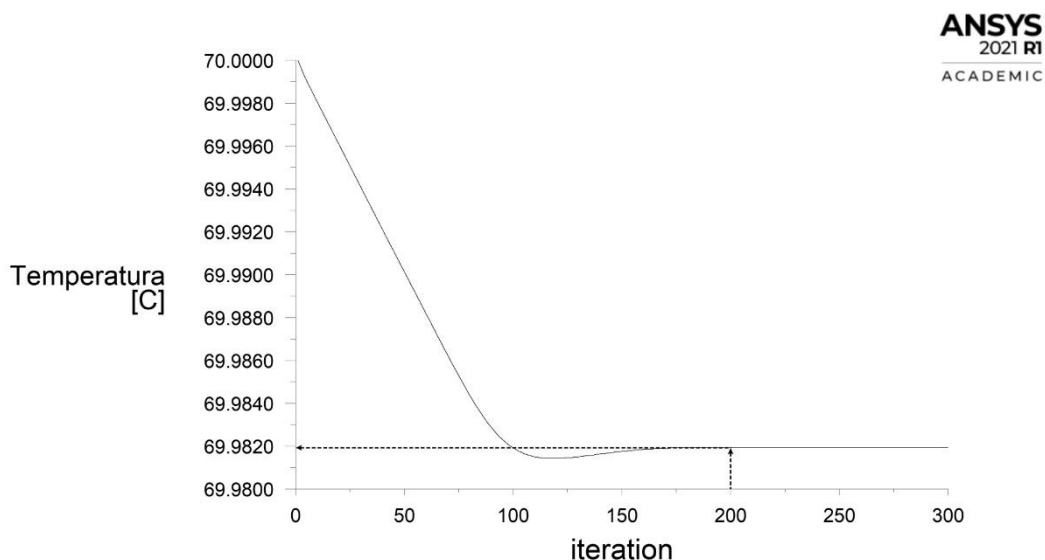


Figura 5. Temperatura (°C) da água a jusante do tubo DN20 para vazão de $0,5 \text{ L s}^{-1}$

Na Figura 5 observa que foram necessárias aproximadamente 200 iterações para o resultado convergir para o valor aproximado de $69,982 \text{ }^\circ\text{C}$. O número de iterações necessárias para convergência nos demais tubos diminuiu com o aumento do diâmetro, chegando a 100 iterações para o tubo DN160. Já o resultado da temperatura a jusante diminuiu conforme aumentava-se o diâmetro para uma vazão fixa, e aumentou conforme aumentava-se a vazão para um diâmetro fixo.

A Tabela 1 apresenta os resultados das temperaturas a jusante da tubulação referente ao trecho 10 do modelo teórico para todas as configurações de diâmetro e vazão calculados no Excel, enquanto a Tabela 2 apresenta os resultados das temperaturas a jusante obtidos no Ansys Fluent.

Tabela 1. Temperatura (°C) da água a jusante do tubo obtida no Excel

Diâmetro	Vazão (L s ⁻¹)									
	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
DN20	69,983	69,991	69,994	69,996	69,997	69,997	69,997	69,998	69,998	69,998
DN25	69,980	69,990	69,993	69,995	69,996	69,997	69,997	69,997	69,998	69,998
DN32	69,976	69,988	69,992	69,994	69,995	69,996	69,997	69,997	69,997	69,998
DN40	69,973	69,986	69,991	69,993	69,995	69,995	69,996	69,997	69,997	69,997
DN50	69,969	69,984	69,990	69,992	69,994	69,995	69,996	69,996	69,997	69,997
DN63	69,965	69,982	69,988	69,991	69,993	69,994	69,995	69,996	69,996	69,996
DN75	69,962	69,981	69,987	69,990	69,992	69,994	69,995	69,995	69,996	69,996
DN90	69,958	69,979	69,986	69,990	69,992	69,993	69,994	69,995	69,995	69,996
DN110	69,954	69,977	69,985	69,989	69,991	69,992	69,993	69,994	69,995	69,995
DN125	69,952	69,976	69,984	69,988	69,990	69,992	69,993	69,994	69,995	69,995
DN140	69,950	69,975	69,983	69,987	69,990	69,992	69,993	69,994	69,994	69,995
DN160	69,948	69,974	69,982	69,987	69,989	69,991	69,992	69,993	69,994	69,995

Tabela 2. Temperatura (°C) da água a jusante do tubo obtida no Ansys Fluent

Diâmetro	Vazão (L s ⁻¹)									
	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
DN20	69,982	69,991	69,994	69,996	69,996	69,997	69,997	69,998	69,998	69,998
DN25	69,979	69,990	69,993	69,995	69,996	69,997	69,997	69,997	69,998	69,998
DN32	69,975	69,988	69,992	69,994	69,995	69,996	69,997	69,997	69,997	69,998
DN40	69,971	69,985	69,990	69,993	69,994	69,995	69,996	69,996	69,997	69,997
DN50	69,966	69,983	69,989	69,991	69,993	69,994	69,995	69,996	69,996	69,997
DN63	69,960	69,980	69,987	69,990	69,992	69,993	69,994	69,995	69,996	69,996
DN75	69,955	69,978	69,985	69,989	69,991	69,993	69,994	69,994	69,995	69,996
DN90	69,949	69,975	69,983	69,988	69,990	69,992	69,993	69,994	69,995	69,995
DN110	69,940	69,971	69,981	69,986	69,989	69,991	69,992	69,993	69,994	69,994
DN125	69,931	69,969	69,980	69,985	69,988	69,990	69,991	69,993	69,993	69,994
DN140	69,922	69,967	69,978	69,984	69,987	69,989	69,991	69,992	69,993	69,994
DN160	69,898	69,964	69,977	69,983	69,986	69,989	69,990	69,992	69,993	69,993

Com esses resultados, calculou-se as diferenças percentuais entre os resultados para a respectiva vazão e diâmetro em cada programa, que são apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3. Diferença percentual (%) entre os resultados obtidos no Excel e no Ansys Fluent

Diâmetro	Vazão ($L s^{-1}$)										
	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	
DN20	0,0009	0,0004	0,0002	0,0002	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0002	0,0001	0,0001
DN25	0,0011	0,0005	0,0003	0,0003	0,0002	0,0002	0,0001	0,0001	0,0001	0,0002	0,0001
DN32	0,0018	0,0009	0,0006	0,0004	0,0004	0,0003	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002
DN40	0,0029	0,0014	0,0009	0,0007	0,0005	0,0004	0,0004	0,0003	0,0002	0,0002	0,0002
DN50	0,0048	0,0024	0,0016	0,0012	0,0010	0,0007	0,0006	0,0006	0,0005	0,0004	0,0004
DN63	0,0073	0,0036	0,0022	0,0017	0,0014	0,0010	0,0010	0,0009	0,0007	0,0007	0,0007
DN75	0,0100	0,0047	0,0030	0,0021	0,0017	0,0014	0,0013	0,0011	0,0009	0,0008	0,0008
DN90	0,0135	0,0061	0,0039	0,0029	0,0023	0,0019	0,0016	0,0014	0,0012	0,0011	0,0011
DN110	0,0207	0,0083	0,0053	0,0038	0,0029	0,0024	0,0021	0,0018	0,0016	0,0014	0,0014
DN125	0,0296	0,0098	0,0060	0,0043	0,0033	0,0028	0,0024	0,0021	0,0017	0,0017	0,0017
DN140	0,0402	0,0114	0,0070	0,0050	0,0039	0,0031	0,0027	0,0023	0,0020	0,0018	0,0018
DN160	0,0711	0,0133	0,0082	0,0058	0,0046	0,0036	0,0030	0,0027	0,0023	0,0021	0,0021

Tanto na análise com o modelo teórico quanto nas simulações computacionais ocorreram maiores perdas de temperatura para os maiores diâmetros e para as menores vazões. Os resultados do modelo teórico foram influenciados pelas correlações empíricas de convecção que, apesar de serem apropriadas para o problema, podem apresentar erros, além das simplificações feitas para o equacionamento da troca por radiação, que dificilmente acontecem em situações reais. Nas simulações computacionais, os resultados podem ter sido influenciados pela qualidade da malha, sendo esta limitada pela capacidade da versão estudantil do software Ansys. Pela Tabela 3, as diferenças percentuais foram pequenas (menores que 0,1%), sendo a maior diferença igual a 0,0711% para o tubo DN160 com vazão de $0,5 L s^{-1}$. Dessa forma, considerou-se que a simulação computacional valida o modelo teórico para o cálculo do decaimento de temperatura na tubulação.



Conclusões

O objetivo deste trabalho foi determinar o decaimento de temperatura em tubulações de PPR PN 25, para isto foram feitas análises com um modelo teórico e com simulações computacionais, e os resultados obtidos nos dois métodos apresentaram diferenças pequenas. Deste modo, o método de cálculo do modelo teórico pode ser adotado por projetistas no dimensionamento de sistemas prediais de água quente com tubulações de PPR PN 25, onde pode-se alterar as características, como comprimento, diâmetro e temperatura, uma vez que há falta de informações sobre o decaimento de temperatura em função desses parâmetros nos catálogos deste tubo.

Referências bibliográficas

- AMANCO. **Manual Técnico**: Linha Amanco PPR. Joinville, set. 2010. Disponível em: http://assets.production.amanco.com.br.s3.amazonaws.com/uploads/gallery_asset/file/37/baixa_amco_atualizacao_manual_tecnico_amanco_PPR_2010_v11.pdf. Acesso em: 25 maio 2021.
- ANSYS INC. **Ansys Student - Free Software Download**. 2021. Disponível em: <https://www.ansys.com/academic/students/ansys-student>. Acesso em: 28 dez. 2021.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15813-1**: Sistemas de tubulações plásticas para instalações prediais de água quente e fria Parte 1: Tubos de polipropileno copolímero random PP-R e PP-RCT – Requisitos. Rio de Janeiro, 2018.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 5626**: Sistemas prediais de água fria e água quente – Projeto, execução, operação e manutenção. Rio de Janeiro, 2020.
- BENEDICTO, S. M. O. **Desempenho de sistema predial de água quente**. 2009. 200 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Construção Civil, Mestrado em Construção Civil, Universidade Federal de São Carlos, São Carlos, 2009.
- BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica**. Tradução da 8ª edição norte-americana. São Paulo: Blucher, 2018. 730 p.
- CHAGURI JUNIOR, J. J. **Sistemas prediais de aquecimento de água a gás**: Parâmetros de dimensionamento e gerenciamento. 2009. 104 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Energia, Mestrado em Energia, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009.



INCROPERA, F. P. *et al.* **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 643 p.

PORTO, R. M. **Hidráulica básica**. 4. ed. São Carlos: EESC-USP, 2006. 540 p.

TIGRE. **PPR**: Termofusão: Catálogo Técnico. Joinville, jul. 2012. Disponível em: <https://www.tigre.com.br/themes/tigre2016/downloads/catalogos-tecnicos/ct-ppr-termofusao.pdf>. Acesso em: 31 maio 2021.

UEHARA, T.; NASCIMENTO, C. H. B.; FERREIRA, A. T. Decaimento de temperatura em tubulações de PPR PN 25 de diferentes diâmetros para condução de água quente. *In*: SIMPÓSIO NACIONAL DE SISTEMAS PREDIAIS, 2., 2021. **Anais...** Porto Alegre: ANTAC, 2021.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. 2. ed. Inglaterra: Pearson Education, 2007. 503 p.

YWASHIMA, L. A.; ILHA, M. S. O.; FERREIRA, A. T. Tempo de recuperação da temperatura no sistema de recirculação de água quente. *In*: SIMPÓSIO BRASILEIRO DE RECURSOS HIDRÍCOS, 22., 2017, Florianópolis. **Anais...** Florianópolis: ABRH, 2017.