

Eficiência Energética: a Economia Gerada pelo Isolamento Térmico em uma Tubulação de Reaproveitamento de Ar Quente

Marcelo Tramontin Souza^{a,b}, Roger Honorato Piva^{a,c}, Pamela Cabreira Milak^{a,d}, Oscar Rubem Klegues Montedo^{a,d}

^aCentro Universitário Barriga Verde – UNIBAVE, Cocal do Sul, SC, Brasil ^bUniversidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Florianópolis, SC, Brasil ^cPrograma de Pós-graduação em Ciência e Engenharia de Materiais – PPG-CEM, Universidade Federal de São Carlos – UFSCar, São Carlos, SP, Brasil ^dUniversidade do Extremo Sul Catarinense – UNESC, Criciúma, SC, Brasil *e-mail: engmarcelosouza@hotmail.com

Resumo: Isolantes térmicos são materiais que dificultam a dissipação térmica entre dois meios com um gradiente de temperatura. Existem diferentes tipos de isolantes com diferentes características que interferem na sua aplicação; no entanto, de modo geral, são materiais porosos com resistência a temperaturas elevadas e, portanto, muito utilizados em máquinas térmicas e em tubulações de ar quente para impedir a perda de calor. Sendo assim, uma tubulação de reaproveitamento de ar quente de um forno para um atomizador foi estudada de modo a avaliar as características do isolante térmico, como tipo de material, espessura ótima e economia gerada com o isolante. Para quantificar a economia energética, foram utilizados cálculos semi-empíricos da literatura para avaliar a taxa de transferência de calor (perda energética) e, assim, estimar o tempo de retorno do investimento com a utilização do material isolante.

Palavras-chave: isolantes térmicos, transferência de calor, economia energética.

1. Introdução

Um isolante térmico é um material que reduz a dissipação de calor entre dois meios onde há gradiente de temperatura, sendo, portanto, muito utilizado em tubulações industriais de reaproveitamento de calor. Existem vários tipos de isolantes com diferentes propriedades, tais como condutividade e resistência térmica, permeabilidade, massa específica, incombustibilidade e resistência química. Estes materiais podem ser pré-fabricados em blocos, painéis, placas e mantas, podem possuir estrutura porosa, compacta, granular ou em camadas múltiplas, e ainda podem ser de origem mineral, vegetal ou sintética. A escolha do isolante ideal depende principalmente da temperatura de operação do sistema e do local onde será instalado.

A transferência de calor em tubulações industriais é uma área importante em múltiplos problemas de engenharia, que visa um melhor reaproveitamento de energia e, portanto, redução das perdas térmicas. Com a grande demanda de energia na indústria cerâmica, principalmente térmica, é de vital importância o entendimento dos fenômenos físicos envolvidos e analisá-los quantitativamente. Este estudo está focado basicamente nas características de uma tubulação industrial e os fenômenos de transferência de calor envolvidos, através de equações semi-empíricas disponíveis na literatura, com o objetivo de avaliar a influência do isolante na retenção de calor e quantificar a economia energética.

2. Fundamentação Teórica

A geometria das tubulações é o ponto de partida para definir o conjunto de equações semi-empíricas a serem utilizadas para calcular a transferência de calor.

2.1. Considerações técnicas referentes à tubulação

Em geral, em sistemas de reaproveitamento de calor utilizam-se tubos circulares. Estes apresentam melhores resultados em relação aos dutos não circulares; possuem menor área superficial, minimizando a perda térmica e sua geometria facilita a conexão aos ventiladores industriais. Para uma área de superfície fixa, o tubo circular transporta um maior fluxo de calor para uma menor queda de pressão, o que explica a enorme popularidade dos tubos circulares em equipamentos de transferência de calor¹.

O material comumente utilizado em tubulações é o aço, sendo considerado um material liso. A rugosidade é um parâmetro importante para os cálculos de escoamento do fluxo gasoso, porém antes de entrar nos cálculos de transferência de calor em escoamentos interno e externo, é importante enfatizar os fenômenos que regem a transferência de calor.

2.2. Mecanismos de transferência de calor

A transmissão de calor é basicamente relacionada a três mecanismos: condução, convecção e radiação. Em tubulações tem-se principalmente a influência da convecção, a condução atua apenas na superfície da tubulação em contato com o isolante térmico, e a radiação é insignificante devido à baixa temperatura do sistema, inferior a 500 K e, portanto, pode ser desconsiderada.

A condução pode ser vista como a transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas de uma substância devido às interações entre partículas¹. A taxa de transferência de calor por condução é proporcional à variação da temperatura e área de uma superfície e, inversamente proporcional à espessura da mesma. A equação da taxa de transferência de calor por condução é conhecida como lei de Fourier e expressa por

$$Qcond. = \mathbf{k} \times \mathbf{A} \times \frac{\ddot{\mathbf{A}}\mathbf{T}}{\ddot{\mathbf{A}}\mathbf{x}}$$
(1)

Onde:

Qcond: taxa de transferência de calor por condução (W) *k:* é a condutividade térmica (W/(m.°C)), sendo característico de cada material;

A: a área da superfície exposta ao fluido (m²);

DT: a variação de temperatura (°C);

Dx: a espessura do material (m).

A convecção está relacionada à transferência de calor entre um fluido e uma superfície. É o processo pelo qual a energia é transferida das porções mais quentes para as porções mais frias através da ação combinada de calor, armazenamento de energia e movimento de mistura, ou seja, as partículas do fluido atuam sobre uma superfície, então essas partículas do fluido atingem o equilíbrio térmico na temperatura dessa superfície. Essas mesmas partículas trocam energia com as partículas das camadas adjacentes do fluido, que trocam energia com as partículas das próximas camadas, sucessivamente, havendo então um gradiente de temperatura¹. Quanto maior a velocidade do fluido que atua sobre a superfície, maior será a taxa de transferência de calor por convecção.

Existem dois tipos de transferência de calor por convecção, a convecção natural que é devido às forças de empuxo resultantes da variação de temperatura no fluido, e a convecção forçada, quando uma fonte externa como um ventilador ou uma bomba, por exemplo, força um fluido a fluir sobre uma superfície ou tubulação. Ambos os tipos de convecção podem atuar em um meio confinado ou aberto².

A convecção é expressa pela lei do resfriamento de Newton, dado por³:

$$Q_{conv} = \mathbf{h} \times \mathbf{A} \times \Delta \mathbf{T} \tag{2}$$

Onde:

 Q_{conv} : taxa de transferência de calor por convecção (W);

h: coeficiente convectivo (W/(m².°C)), que é um parâmetro que depende das propriedades do fluido, como densidade, viscosidade e velocidade;

A: área da superfície de troca térmica (m²);

DT: variação da temperatura (K).

O coeficiente convectivo, h, é o principal responsável pela complexidade na determinação das taxas de transferência convectivas.

2.3. Equações para escoamento interno

Existem dois tipos de escoamento, o escoamento laminar e o escoamento turbulento, cujos valores para tubos são, respectivamente Reynolds ≤ 2300 e Reynolds ≥ 4000 . Quando $2300 \leq$ Reynolds ≥ 4000 , diz-se que o escoamento está em um estado de transição entre o escoamento laminar e o escoamento turbulento⁴. Na maioria dos casos, o escoamento turbulento tem início quando Reynolds (Re) ≥ 10.000 . No entanto, em alguns casos pode ter início quando Re ≥ 4000 . Assim, é conveniente considerar $2300 \leq$ Re ≥ 10.000 como a faixa de transição por segurança.

A maior parte dos escoamentos internos em tubos, na prática, é turbulenta. Escoamento laminar é encontrado quando fluidos altamente viscosos, como óleos, escoam em tubos de pequeno diâmetro ou passagens estreitas. O número de Reynolds é um número adimensional definido por⁵:

$$Re = \frac{\rho \times V_m \times D}{\mu} = \frac{V_m \times D}{\nu}$$
(3)

Onde:

 ρ : massa específica do fluido (kg/m³);

 $V_{\rm m}$: velocidade média do escoamento (m/s);

 μ : viscosidade dinâmica do fluido ((N.s)/m²);

v: viscosidade cinemática do fluido (m²/s), que é igual a μ/ρ .

O número de Reynolds é essencial para determinar as condições do escoamento e, assim, definir a equação e as considerações para os cálculos. É uma relação entre forças de inércia e forças viscosas⁵. Além do número de Reynolds, outros parâmetros adimensionais devem ser obtidos, como o número de Nusselt e de Prandtl, que são fundamentais para a determinação do coeficiente convectivo da Equação 1 (lei do resfriamento de Newton). Estes três parâmetros adimensionais são a base para as equações em escoamentos internos e externos.

O número de Prandtl (Pr) é um parâmetro importante nas análises de transferência de calor por convecção. Este grupo adimensional expressa uma relação entre a difusão de quantidade de movimento e a difusão de quantidade de calor, pela equação⁶:

$$\Pr = \frac{v}{\alpha} \tag{4}$$

Onde υ é a viscosidade cinemática (m²/s) e α a difusividade térmica (m²/s).

Este parâmetro reúne propriedades termofísicas tabeladas facilmente encontradas na literatura^{1,2}, cujos valores a pressão atmosférica variam conforme a temperatura.

Em sistemas de reaproveitamento de calor, utilizam-se ventiladores industriais para o transporte do fluido, geralmente em altas velocidades; portanto, a transmissão de calor é por convecção forçada. Nestas análises é importante determinar o número de Nusselt, que é uma relação entre a transferência de calor por convecção e por condução no fluido, dado por^{1,2}:

$$Nu(D) = \frac{h \times D}{k}$$
(5)

Onde:

h: coeficiente de película (W/(m².°C));

k: condutividade térmica do fluido (W/(m.°C));

D: diâmetro da tubulação (m).

O número de Nusselt, tanto para escoamento laminar e quanto para turbulento, é obtido com o valor da condutividade térmica do fluido na temperatura média^{1,2}, porém a variação da temperatura ao longo da tubulação não é linear, mas exponencial, e, portanto, não é ideal simplesmente fazer-se uma média aritmética da temperatura de entrada e final. Para estimar uma temperatura média com maior precisão usa-se a temperatura média logarítmica, considerando que não há uma variação significativa da temperatura do fluido em função do raio da tubulação, dada por^{4,7}:

$$T_{ml} = \frac{T_{sai} - T_{ent}}{\ln \frac{T_{sai}}{T_{ent}}}$$
(6)

Onde:

 $T_{\rm ml}$ = temperatura média logarítmica (°C);

 T_{sai} = temperatura na saída da tubulação (°C);

 T_{ent}^{and} = temperatura na entrada da tubulação (°C).

Na região de entrada de uma tubulação, existem ainda efeitos viscosos que alteram o gradiente de velocidade à medida que o fluido avança. No entanto, em tubulações cujo comprimento é muito maior que o diâmetro, esses efeitos na entrada da tubulação, nomeadamente camada limite hidrodinâmica, podem ser desprezados.

Para escoamentos turbulentos plenamente desenvolvidos em tubos relativamente lisos, pode ser utilizada a equação de Chilton-Colburn atualizada por Dittus-Boelter²:

$$Nu_D = 0,023 \times Re_D^{\frac{4}{5}} \times Pr^n \tag{7}$$

com n = 0,3 para resfriamento e n = 0,4 para aquecimento e válida para $\text{Re}_{\text{D}} \ge 10.000$.

Outra equação válida para uma ampla faixa de Reynolds é a de Gnielinski, válida para $0.5 \le Pr \le 2000$ e 3 x $10^3 < Re < 3$ x 10^6 , dada por²:

$$Nu_{D} = \frac{\frac{f}{8} \times (Re_{D} - 1000) \times Pr}{1 + 12,7 \times \frac{f^{\frac{1}{2}}}{8} \times \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$
(8)

Onde $f \neq o$ fator de atrito (adimensional) obtido pelo diagrama Moody.¹

O fator de atrito depende do número de Reynolds e da rugosidade relativa, ϵ/D , do material da tubulação.

Em resumo, uma vez determinado Reynolds (Equação 3) e Prandtl^{1,2}, obtêm-se o número de Nusselt (Nu), pelas equações de Chilton-Colburn e Dittus-Boelter (Equação 7) e Gnielinski (Equação 8). Com Nu, calcula-se o coeficiente convectivo interno (Equação 5), que será útil para posteriormente calcular a taxa de transferência de calor pela tubulação.

2.4. Equações para escoamento externo

Em um ambiente fechado, a transferência de calor para o meio externo da tubulação é por convecção natural, onde o movimento do fluido é governado por forças de empuxo (princípio de Archimedes), devido à variação da massa específica do fluido^{1,2}.

O empuxo é devido à presença combinada de um gradiente de massa específica no fluido e de uma força de corpo, que é proporcional à massa específica^{1,2}.

Tanto a convecção forçada como a convecção natural possui a influência dos efeitos viscosos do fluido, sendo a primeira regida pelo número de Reynolds e a segunda pelo número de Grashof, que é uma relação entre a força de empuxo e a força viscosa agindo sobre o fluido². O efeito da convecção natural regida pelo número de Grashof é dada por^{1,8-10}:

$$Gr_D = \frac{g \times \beta \times (T_s - T_a) \times D^3}{v^2}$$
(9)

Onde:

g: aceleração da gravidade (m/s²);

 β : coeficiente de expansão volumétrica ($\beta = 1/T$ (K) para um gás ideal);

 $T_{\rm s}$: temperatura da superfície do isolante (K);

 T_{a} : temperatura ambiente (K);

D: diâmetro da tubulação (m);

 υ : viscosidade cinemática do fluido (m²/s).

A determinação do número de Nusselt para convecção natural em uma superfície, sugerida por Morgan^{1,2,11}, é obtida pela Equação 10:

$$Nu = \frac{h \times D}{k} = C \times (Gr_D \times \Pr)^n = C \times Ra_D^n$$
(10)

Onde C e n são constantes que dependem da geometria da superfície e do regime de escoamento, caracterizado pelo número de Rayleigh, dado pela Equação 11^{1,2,12}:

$$Ra_{D} = Gr_{D} \times Pr = \frac{g \times \beta \times (T_{s} - T_{\infty}) \times D^{3}}{\alpha \times \nu}$$
(11)

As constantes C e n da Equação 10 podem ser visualizadas na Tabela 1 para diferentes faixas de números de Rayleigh.

Uma correlação empírica para determinação do número de Nusselt sobre superfícies, para um cilindro que não depende da superfície do material e para $Ra_D \le 10^{12}$, sugerida por Churchill e Chu, é^{1,2,13}:

$$Nu = \left(\begin{array}{c} 0,6 + \frac{(0,387 \times Ra_D)^{\frac{1}{6}}}{(1 + \left(\frac{0,559}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{2}{27}}} \right)^2 \tag{12}$$

Portanto, em resumo, primeiramente obtêm-se o número de Grashof (Equação 9), Prandtl^{1,2} e Rayleigh (Equação 11). Assim é possível determinar Nusselt diretamente pela equação de Churchill e Chu (Equação 12) ou ainda, utilizar o número de Raileigh para determinar as constantes C e n (Tabela 1) e então obter Nu pela equação sugerida por Morgan (Equação 10). Sendo assim, determina-se o coeficiente convectivo externo (Equação 5).

3. Materiais e Métodos

O sistema consiste em uma tubulação isolada de aço com comprimento e espessura de 80 e 0,85 m, respectivamente, transportando ar quente. O aço apresenta excelentes qualidades mecânicas e baixo custo. Além disso, é fácil de soldar. Sua condutividade térmica está em torno de 53 W/(m.°C), dependendo do teor de carbono. A rugosidade relativa do aço comercial é 0,045/mm², sendo considerado, portanto, um material liso. O isolante utilizado consiste em uma manta cerâmica de baixa densidade, composta basicamente por sílica e alumina. Possui ponto de fusão em torno de 1760 °C e condutividade térmica de 0,05 W/m.K. Sua espessura é de 2 in (50,8 mm).

Para a obtenção dos dados, foram feitas algumas considerações, sendo elas:

- o sistema opera em condições de regime estacionário, na qual os dados foram obtidos após estabilização do sistema em funcionamento;
- transferência de calor unidimensional;
- resistência térmica do tubo desprezível, devido a alta condutividade térmica do aço;
- propriedades constantes, não há variações significativas nas propriedades intrínsecas do fluxo gasoso;
- troca térmica por radiação desprezível, devido a baixa temperatura do sistema;
- fluido considerado incompressível.

3.1. Determinação da velocidade de fluxo dos gases dentro da tubulação

Para se obter a velocidade de fluxo dos gases, foi utilizado um tubo de Pitot acoplado a um micromanômetro posicionado em vários pontos no interior da tubulação. O método para leitura das pressões consiste em posicionar a haste de metal paralelamente à tubulação, formando um ângulo de 90° em relação ao movimento do fluido, e tomar várias leituras de uma extremidade a outra da tubulação para se obter um valor médio.

Os valores são lidos com o micromanômetro que fornece diretamente a variação da pressão dinâmica. Com os valores da

Tabela 1. Constantes C e n para faixas do número de Rayleigh.

Ra _p	С	n
10^{-10} - 10^{-2}	0,675	0,058
10 ⁻² -10 ²	1,02	0,148
10 ² -10 ⁴	0,95	0,188
104-107	0,48	0,25
107-1012	0,125	0,333

pressão dinâmica, calcula-se a velocidade dos gases de exaustão na tubulação da chaminé e na tubulação de reaproveitamento de ar quente (ar de diluição), através da Equação 13¹⁴:

$$V = \sqrt{\frac{2 \times \Delta P}{\rho}} \tag{13}$$

Onde: V: velocidade (m/s) DP: variação da pressão dinâmica (Pa); ρ: é a massa específica do fluido (kg/m³).

3.2. Determinação da temperatura dos gases dentro e fora da tubulação

Para aferição da temperatura interna, foi utilizado um termopar tipo K, posicionando-o em vários pontos na tubulação de uma extremidade à outra, para se obter uma temperatura média. Para aferição da temperatura externa, foi utilizado um termovisor (marca Fluke, modelo Ti20), onde, através de imagens térmicas por infravermelho, foi possível determinar a temperatura externa superficial da tubulação.

Ambas as medidas de temperatura na tubulação foram lidas no início e final da tubulação, para estabelecer a média logarítmica da temperatura ao longo da tubulação.

3.3. Determinação da temperatura ambiente

Para aferição da temperatura externa foi utilizado um termohigrômetro analógico de leitura direta (marca Incoterm, modelo 5203.03.0.00) com escala de leitura de -10 °C a 50 °C e precisão de ± 1 °C. O aparelho foi posicionado em local próximo à tubulação durante 10 a 15 minutos, de modo que a temperatura permanecesse constante para leitura.

4. Resultados e Discussões

Para determinar a taxa de transferência de calor, portanto, é necessário determinar os coeficientes de película interno e externo. Os dados obtidos na literatura e calculados estão resumidos nas Tabelas 2 e 3, com as condições interna e externa da tubulação.

Como mostra a Tabela 2, o número de Reynolds é muito superior ao mínimo exigido para caracterizar o fluido como laminar (Re<10.000) caracterizando o escoamento do fluido interno, portanto, como turbulento, como era esperado.

O valor do número de Rayleigh, Tabela 3, permite a definição das constantes C e n da Equação 8, conforme Tabela 1, para posterior cálculo do número de Nusselt.

Tabela 2. Dados internos da tubulaçã

Condições Inter	nas	
Temperatura inicial do ar exausto pela chaminé do forno	$T_{i}(K)$	493
Temperatura final do ar exausto pela chaminé do forno	$T_f(K)$	453
Temperatura média logarítmica (Equação 6)	$T_{ml}(K)$	473
Massa específica do ar na temperatura média	$\rho \; (kg/m^3)$	0,7352
Viscosidade dinâmica do ar na temperatura média	$\mu \left(N.s/m^{2}\right)$	3,56×10-5
Velocidade média (Equação 13)	V_{m} (m/s)	10,6
Diâmetro interno da tubulação	$D_{i}(m)$	0,85
Reynolds (Equação 3)	Re	186072

Para garantir maior confiabilidade dos resultados, foram utilizadas duas equações semi-empíricas para o cálculo do número de Nusselt, apresentados nas Tabelas 4 e 5, junto com os outros dados necessários, conforme as Equações 7, 8, 10 e 12.

Para o cálculo da taxa de transferência de calor, considerou-se a média dos valores de coeficiente convectivo.

A taxa de transferência de calor pode ser calculada como forma alternativa, além da equação da lei do resfriamento de Newton (Equação 1), utilizando todas as resistências e ambos coeficientes interno e externo, permitindo correlacionar a espessura do isolante, pela equação:

$$q = \frac{T_a - T_i}{R1 + R2 + R3 + R4}$$
(14)

ou

$$q = \frac{T_a - T_i}{\frac{1}{h_i \times A_i} + \frac{Ln\frac{r_2}{r_1}}{2 \times \pi \times k_t} + \frac{Ln\frac{r_2}{r_3}}{2 \times \pi \times k_i} + \frac{1}{h_e \times A_e}}$$
(15)

Onde:

 T_{a} : temperatura ambiente (K);

 $T_{i}^{"}$: temperatura interna (fluido) (K);

 $\dot{h_i}$: coeficiente de película interno (W/(m².K));

- he: coeficiente de película externo (W/(m².K));
- r_1 : raio interno da tubulação (m);
- r_2 : raio externo da tubulação (m);
- r_3 : raio externo do isolante (m);
- A_{i} : área superficial interna da tubulação (m²);
- $A_{\rm e}$: área superficial externa da tubulação (m²);
- k: condutividade térmica do isolante (W/(m.K)).

A Figura 1 mostra esquematicamente as resistências para convecção e condução de calor, onde R1 representa a resistência interna relacionada ao coeficiente de película interno; R2 representa a resistência do material (tubulação); neste caso, com sua espessura fina e sendo um material de alta condutividade, esta resistência pode ser desconsiderada; R3 representa a resistência à passagem de

Tabela 3. Dados externos da tubulaçã	ю.
--------------------------------------	----

Condições Externas			
Temperatura na superfície no início da tubulação	$T_{si}\left(K ight)$	343	
Temperatura na superfície no final da tubulação	$T_{sf}(K)$	313	
Temperatura média logarítmica na superfície da tubulação	$T_{mls}(K)$	328	
Temperatura ambiente	$T_{a}(K)$	298	
Temperatura média entre a superfície da tubulação e do ar ambiente	T _{mta} (K)	313	
Coeficiente de expansão térmica (1/ T _{mta})	β (K ⁻¹)	3,20×10 ⁻³	
Gravidade	g (m²/s)	9,86	
Viscosidade dinâmica do ar na temperatura média da tubulação e ambiente	μ (N.s/m ²)	1,59×10 ⁻⁵	
Diâmetro externo da tubulação	(m)	0,89	
Grashof (Equação 9)	Gr	3,95×10 ⁹	
Prandtl	Pr	0,7	
Rayleigh (Equação 11)	Ra	2,77×10 ⁹	
Difusividade térmica	α (m ² /s)	2,250×10-5	

calor pelo material isolante e R4 está relacionado ao coeficiente de película externo.

Os resultados das taxas de transferência de calor estão apresentados na Tabela 6, que apresenta três resultados a partir da Equação 14, sendo que a R2 foi desconsiderada. É possível calcular utilizando apenas as resistências R1 e R3 com as temperaturas

Tabela 4. Número de Nusselt e coeficiente de película interno.

Equação	Unidades	Resultados
Condutividade térmica do ar na temperatura média	$\boldsymbol{k}_{ar}(W\!/\!m.k)$	0,039
Prandtl	Pr	0,685
Condutividade térmica do isolante	k _{iso} W/(m.K)	0,05
Número de Nusselt (Equação 7)	Nu	337
Coeficiente de película interno (Equação 7)	W/(m ² .K)	15,5
Número de Nusselt (Equação 8)	Nu	290
Coeficiente de película interno (Equação 8)	W/(m ² .K)	13,3

Tabela 5. Número de Nusselt e coeficiente de película externo.

Equação	Unidades	Resultados
Condutividade térmica do ar na	k _{ar} (W/m.k)	0,026
temperatura média		
Prandtl	Pr	0,7
Constante C		0,125
Constante n		0,333
Número de Nusselt (Equação 10)	Nu	177
Coeficiente de película externo	W/(m ² .K)	5,2
(Equação 10)		
Número de Nusselt (Equação 12)	Nu	162
Coeficiente de película externo	W/(m ² .K)	5,3
(Equação 12)		



Figura 1. Ilustração das resistências térmicas para os cálculos das taxas de transferência de calor. R1: resistência de película interna, R2: resistência condutiva da tubulação, R3: resistência condutiva do isolante, R4: resistência de película do ambiente externo.

interna e superficial da tubulação ou apenas com a R4, com as temperaturas superficial e ambiente e, ainda, com as resistências R1, R2 e R4 utilizando as temperaturas interna e ambiente. Os resultados apresentaram-se similares, como era esperado.

A Figura 2 faz uma relação entre a dissipação energética e a economia em função da espessura do isolante. É possível notar o comportamento exponencial da curva com o aumento da espessura do isolante.

A partir de 50 mm não há uma redução significativa da dissipação energética em função do aumento da espessura do isolante, sendo, portanto, considerada a espessura ótima de isolamento, na qual foi utilizado, no sistema de reaproveitamento de ar quente, a espessura de 2 in (50,8 mm), conforme disponibilidade do fabricante.

Observa-se ainda a grande dissipação energética na tubulação com a ausência de isolamento, em torno de 1800 W/m, ou seja, mais de 4 vezes a perda de energia comparado com o sistema isolado na espessura definida de 50,8 mm. O mesmo gráfico ainda apresenta a economia gerada mensalmente em função da espessura do isolante, a economia gerada a partir de 50 mm também reduz exponencialmente em função da espessura do isolante, sendo que a utilização de um isolante com 100 mm de espessura (dobro), por exemplo, representaria uma economia adicional de apenas 12%. A Tabela 7 apresenta os resultados em termos econômicos para o isolante com regime de operação do sistema de 12 horas diárias.

Tabela 6. Taxas de transferência de calor com relação às resistências utilizadas.

Resistências	Variação de temperatura (°C)	Taxa de transferência de calor (W/m)
R1 + R3	$T_i - T_s$	425,4
R4	$T_s - T_a$	435,1
R1 + R3 + R4	T _i - T _a	433,4
Média		431,3



Figura 2. Dissipação de calor por convecção em função da espessura do isolante.

Tabela 7. Economia pela ação do isolante térmico.

Economia energética	PCI GN	Economia de GN
com o isolamento	(kcal/Nm ³)	(Nm³/h)
(kcal/(h))		
95464	8600	11,1
Regime de operação	Preço GN	Economia mensal
(h/dia)	(R\$/Nm ³)	(R\$/mês)
12	1,1	4396

PCI = Poder calorífico inferior; GN = Gás natural.

O custo de implementação do isolante, que inclui o isolante de 50,8 mm (2 in) e a chapa corrugada de alumínio, com 0,7 mm, para proteção do isolamento, ficou em torno de R\$ 17.000,00, representando um tempo de retorno do investimento de aproximadamente 4 meses. Portanto, a economia gerada no primeiro ano, é de aproximadamente R\$ 35.000,00 (considerando os custos dos materiais), e aproximadamente R\$ 52.000,00 no segundo ano.

5. Conclusões

Uma tubulação de reaproveitamento de ar quente de um forno para um atomizador foi estudada de modo a avaliar o desempenho do isolante térmico relacionado à sua economia gerada. Sendo assim, c**álculos** semi-empíricos foram empregados para se determinar a espessura ideal do isolante e avaliar a economia energética, na qual, concluiu-se que a espessura ideal é de 50 mm.

Posteriormente foi determinado o tempo de retorno do investimento através da economia gerada pelo isolante, na qual foi de aproximadamente 4 meses.

Referências

- CENGEL, Y. Transferência de calor e massa: uma abordagem prática.
 ed. São Paulo: McGraw-Hill Interamericana do Brasil Ltda., 2009.
- 2. INCROPERA, F. P. et al. Fundamentos de transferência de calor e de massa. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- 3. BURMEISTER, L. C. Convective heat transfer. 2nd ed. New York: Wiley-Interscience, 1993. 619 p.

- 4. HOLMAN, J. P. Transferência de calor. São Paulo: McGraw-Hill, 1983.
- REYNOLDS, O. An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water shall be direct or sinuous, and of the law of resistance in parallel hannels. Philosophical Transactions of the Royal Society, v. 174, p. 935-982, 1883. http://dx.doi. org/10.1098/rstl.1883.0029
- 6. WHITE, F. M. Viscous fluid flow. 3. ed. New York: McGraw-Hill. 2006.
- KAY, J. M.; NEDDERMAN, R. M. Fluid mechanics and transfer processes. Cambridge: Cambridge University Press, 1985.
- JALURIA, Y. Natural convection heat and mass transfer. New York: Pergamon Press, 1980.
- 9. ECKERT, E. R. G. et al. Analysis of heat and mass transfer. New York: McGraw Hill, 1972.
- 10. WELTY, J. R. Fundamentals of momentum, heat, and mass transfer. New York: John Wiley & Sons, 1976.
- MORGAN, V. T. The overall convective heat transfer from smooth circular cylinders. Advances in Heat Transfer, v. 11, p. 199-264, 1975. http://dx.doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70075-3
- BUNGE, H-P.; RICHARDS, M. A.; BAUMGARDNER, J. R. A sensitivity study of three-dimensional spherical mantle convection at 108 Rayleigh number: effects of depth-dependent viscosity, heating mode, and endothermic phase change. Journal of Geophysical Research, v. 102, n. B6, p. 11991-12007, 1997. http://dx.doi.org/10.1029/96JB03806
- BEJAN, A. Convection heat transfer. 3. ed. New York: John Wiley & Sons, 2004.
- PITOT, H. Description d'une machine pour mesurer la vitesse des eaux courantes et le sillage des vaisseaux. Memoires de l'Académie Royale des Sciences, p. 363-376, 1732.