



DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE CONVECTIVO NA CONVECÇÃO NATURAL SOBRE SUPERFÍCIES VERTICAIS COMO OBJETO EDUCACIONAL NA ENGENHARIA

Henor Artur de Souza – henor@em.ufop.br

Luiz Joaquim Cardoso Rocha – ljoaquim@em.ufop.br

Eliana Ferreira Rodrigues – elianafr@em.ufop.br

Luís Antônio Bortolaia – luis.bortolaia@em.ufop.br

Grupo de Análise Numérica e Experimental em Fenômenos de Transporte
Universidade Federal de Ouro Preto, Escola de Minas, Departamento de Engenharia de
Controle e Automação e Técnicas Fundamentais.

Diego Luiz Nunes – diego@iceb.ufop.br

Grupo de Análise Numérica e Experimental em Fenômenos de Transporte
Universidade Federal de Ouro Preto, ICEB, Departamento de Química.
Campus Universitário, Morro do Cruzeiro, Bauxita.
35.400-000 – Ouro Preto – MG.

Resumo: *A utilização da ventilação natural para o resfriamento de ambientes e para a melhoria do conforto dos ocupantes é uma estratégia passiva de condicionamento que influencia, diretamente, o processo de convecção natural entre o ar ambiente, a pessoa e as superfícies do ambiente. Na definição da condição de conforto, a parcela de calor trocado por convecção natural entre a pessoa e o ar ambiente é bastante representativa e é influenciada fortemente pelo coeficiente convectivo. A convecção natural entre a pessoa e o ar se torna ainda mais fundamental nas condições de clima quente úmido, quando a necessidade da movimentação e/ou renovação do ar é necessária. Neste trabalho propõe-se uma abordagem didática experimental para a determinação do coeficiente convectivo sobre superfícies verticais. Por meio de uma montagem experimental determina-se o coeficiente convectivo do ar sobre corpos sólidos utilizando o processo de aquecimento em regime transitório e aplicando o método da análise concentrada para o processo de condução de calor nos corpos. Os resultados obtidos apresentam resultados satisfatórios e o desenvolvimento da prática experimental possibilita ao aluno uma visão real da utilização do modelo de análise concentrada e também como uma aplicação dos conceitos obtidos nas aulas de transferência de calor e de massa.*

Palavras-chave: *Ventilação natural, Conforto térmico, Convecção natural, Coeficiente convectivo, Abordagem experimental.*



1. INTRODUÇÃO

A ventilação natural em relação às edificações corresponde ao emprego do fluxo natural do ar com o propósito de se obter um bom condicionamento térmico do ambiente proporcionando condições favoráveis de conforto aos ocupantes, além da melhoria da qualidade do ar interno. Uma circulação natural de ar adequada dentro de um ambiente construído, além de auxiliar na diminuição do gradiente térmico, contribui também para a renovação do ar interno que, dependendo do perfil de ocupação do ambiente, pode ser prejudicial à saúde (ALLARD, 1998; SANTAMOURIS et al., 1998).

A quantificação do calor retirado e/ou cedido pela ventilação natural é feita por meio do processo de convecção de calor que é diretamente proporcional ao gradiente térmico entre a superfície e ao ar adjacente e também ao coeficiente convectivo. O coeficiente convectivo por outro lado é influenciado também pelo fluxo do ar no ambiente.

Sabe-se que a condição de conforto térmico de uma pessoa num dado ambiente está associada a uma interação equilibrada das trocas térmicas entre e a pele da pessoa e o meio vizinho e esta condição vai depender, além, do tipo de atividade que a pessoa está exercendo e do tipo de vestimenta que está usando, das trocas térmicas adequadas por meio dos processos de transferência de calor (condução, convecção e radiação) e de transferência de massa (evaporação).

Assim, o resfriamento e/ou aquecimento fisiológico do corpo humano, num dado ambiente, é conseguido por meio da ventilação natural, pois esta promove a evaporação da umidade presente na pele humana (resfriamento) e as trocas de calor por convecção, ao entrar em contato com a pele humana. Este processo se torna fundamental nos climas quentes e úmidos, pois a umidade presente na pele é a principal causa de desconforto (TRINDADE, 2006).

Neste contexto estudar o processo de convecção natural de calor e propor, de forma didática, técnicas simples de determinação do coeficiente convectivo sobre superfícies verticais é primordial para quantificação do calor trocado entre superfícies e o ar vizinho. Numa etapa posterior pode-se utilizar o coeficiente convectivo calculado para avaliar a convecção natural de calor que ocorre entre as superfícies de um dado ambiente e o ar ambiente, mecanismo de transferência de calor importante na definição da condição de conforto de uma pessoa em relação ao ambiente.

Neste trabalho o objetivo é a determinação do coeficiente convectivo na convecção natural sobre superfícies verticais utilizando o processo de aquecimento em regime transitório de corpos sólidos, aplicando o método da análise concentrada para o processo de condução de calor nos corpos.

2. MODELO MATEMÁTICO

O experimento proposto é a exposição súbita de um sólido a um ambiente aquecido, conforme se observa no esquema mostrado na Figura (1). Considere a imersão de um sólido, que se encontra inicialmente a uma temperatura uniforme T_i , em um fluido com temperatura $T_\infty > T_i$. Se o aquecimento foi iniciado no tempo $t = 0$, a temperatura do sólido aumentará para tempos $t > 0$ até atingir a temperatura do fluido. Esse aumento de temperatura é devido à transferência de calor por convecção na interface sólido-líquido.

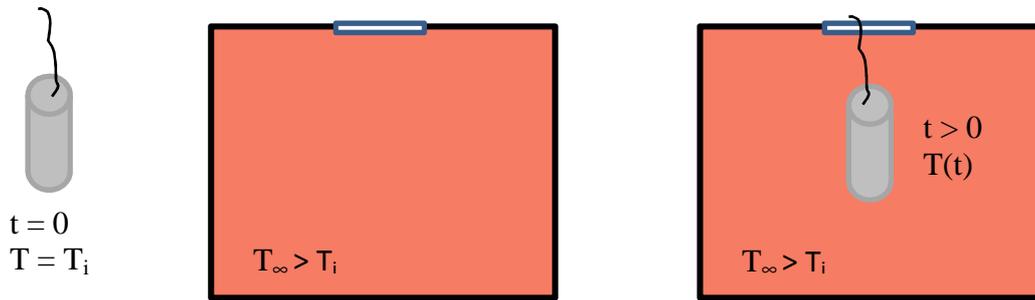


Figura 1 – Aquecimento de um sólido imerso num fluido quente.

O modelo matemático utilizado para a predição da temperatura do sólido em função do tempo é baseado no método da capacitância concentrada ou análise concentrada.

2.1. Método da Capacitância Concentrada

Essencialmente neste método os gradientes de temperatura no interior do sólido são desprezíveis, ou seja, a temperatura de todo o corpo é espacialmente uniforme. Um balanço global de energia pode ser aplicado ao sólido de modo que a taxa de variação da energia do sólido, \dot{E}_{at} , seja igual à taxa de transferência de calor por convecção, \dot{E}_e , Equação (1).

$$\dot{E}_e = \dot{E}_{at} \quad \text{ou} \quad hA_s(T_\infty - T(t)) = \rho c_p V \frac{dT}{dt} \quad (1)$$

A solução da Equação (1), aplicada à condição inicial, $T(0) = T_i$, fornece o seguinte perfil adimensional de temperatura no interior do sólido:

$$\theta^* = \frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T(t) - T_\infty}{T_i - T_\infty} = e^{-Bi Fo} \quad (2)$$

onde Bi e Fo são os números de Biot e Fourier (adimensionais), respectivamente.

O número de Biot, definido como a razão entre a resistência à condução no interior do sólido e a resistência à convecção através da camada limite do fluido, é dado por:

$$Bi = h \frac{L_c}{k} \quad (3)$$

onde h é o coeficiente convectivo do ar dentro da estufa ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$), L_c o comprimento característico (m) e k a condutividade térmica do sólido ($\text{W/m}\cdot\text{K}$).

O número de Fourier, que representa o tempo adimensional, é definido como se segue:

$$Fo = \alpha \frac{t}{L_c^2} \quad (4)$$

onde α é a difusividade térmica (m^2/s) e t é o tempo (s).

O comprimento característico, dado pela relação entre o volume do corpo de prova e sua área de troca de calor com o ambiente é:

$$L_c = \frac{V}{A} \quad (5)$$

onde V é o volume (m^3) e A é a área de troca de calor (m^2), ambos do sólido.

2.2. Validade do Método da Capacitância Concentrada

A simplicidade do modelo da capacitância ou análise concentrada faz com que este seja um método de fácil utilização para resolver problemas de condução transiente. Entretanto, é importante determinar em quais condições ele pode ser utilizado com razoável precisão.

Se $Bi \ll 1$, Equação (3), a resistência à condução no interior do sólido se torna muito menor do que a resistência à convecção através da camada limite do fluido e, assim, a consideração de distribuição de temperatura uniforme no interior do sólido é razoável. De um modo geral esta condição é considerada satisfeita quando $Bi < 0,1$ (INCROPERA et al., 2008; ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

3. BANCADA DIDÁTICA

A bancada didática é composta por uma estufa, um variador de voltagem, oito corpos de prova, um termômetro de mercúrio e um multímetro digital.

A estufa, construída em chapas duplas de aço de 3 mm, com uma camada de material isolante entre as chapas, tem dimensões 100 x 100 x 100 cm e é dotada de uma abertura circular no topo de 15 cm de diâmetro, conforme mostrado na Figura (2). O isolamento da estufa é produzido por uma camada de lã de vidro de 3 cm de espessura entre as chapas. Uma resistência de 5.500 Watts instalada no fundo da estufa é responsável pelo seu aquecimento. O termômetro de mercúrio está instalado no topo da estufa, ao lado da abertura.



Figura 2 – Esquema e vista de topo da estufa.

Na Figura (3) são apresentados os corpos de prova utilizados nas aulas práticas. O conjunto de corpos de prova é composto por duas placas de 15,2 x 9,8 x 1,3 cm, uma de cobre e outra de alumínio, e por seis cilindros maciços, três de cobre e três de alumínio, com 15 cm de altura e diâmetros de 2,54 cm, 2,0 cm e 1,25 cm. Foi instalado no centro de cada corpo de prova um termopar do tipo K (Cromel-Alumel).



Figura 3 – Corpos de prova.

Um multímetro da marca FLUKE mede a tensão (mV) fornecida pelos termopares, Figura (4). A tensão, produzida pelo efeito Seebeck, é relacionada à diferença de temperatura entre as juntas quente e fria do termopar. Utiliza-se um bloco de gelo (feito de água destilada) acondicionado num recipiente de isopor para fixar a temperatura da junta fria em 0°C. Assim, a tensão é relacionada com a temperatura da junta quente, conforme esquema mostrado na Figura (5).



Figura 4 – Termopar ligado ao multímetro e ao bloco de gelo.

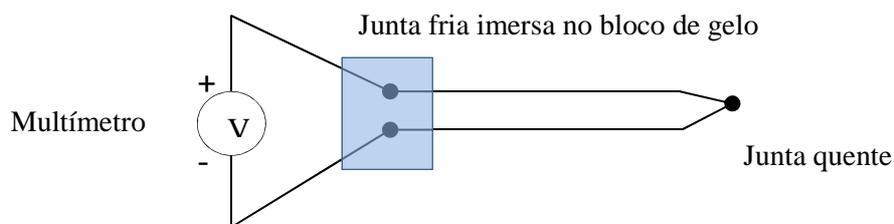


Figura 5 – Esquema de um termopar e sua junta de compensação.

4. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A seguir é descrito o procedimento para a realização das aulas práticas sobre cálculo do coeficiente convectivo na convecção natural sobre superfícies verticais. O primeiro passo é ligar a estufa por duas horas até que a temperatura do ar no interior da estufa deixe de variar – regime permanente. Depois de atingido o regime permanente o corpo de prova escolhido é inserido pela abertura no topo da estufa. Neste instante, dispara-se o cronômetro e os valores da temperatura do ar no interior da estufa e da tensão gerada no termopar no interior do corpo de prova são anotados.

O valor da temperatura é, então, calculado por meio de um polinômio do 8º grau fornecido no roteiro de prática, Figura (6). Utilizando-se do controle do variador de voltagem a temperatura do ar no interior da estufa é mantida constante. A cada intervalo de tempo de cinco minutos o valor da tensão é anotado no roteiro da prática.



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO
ESCOLA DE MINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO E
TÉCNICAS FUNDAMENTAIS – DECAT



LABORATÓRIO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA

TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA
PRÁTICA : CONVECÇÃO

1. Título
2. Objetivos gerais e específicos
3. Fundamentos: Revisão bibliográfica – Regime transiente: sistemas concentrados, Convecção natural
4. Materiais e métodos

Listagem completa da instrumentação e equipamentos utilizados e do procedimento experimental adotado

(cm)	Cilindro Pequeno	Cilindro Médio	Cilindro Grande	Placa
Diâmetro	1,3	2	2,6	XXXXXXXXXXXXXX
Altura	15,2	15,2	15,2	15,2
Largura	XXXXXXXXXXXXXX	XXXXXXXXXXXXXX	XXXXXXXXXXXXXX	1,3
Comprimento	XXXXXXXXXXXXXX	XXXXXXXXXXXXXX	XXXXXXXXXXXXXX	9,8

5. Resultados experimentais

→ Dimensões do corpo de prova:

→ Propriedades termofísicas:

Condutividade Térmica, $k_{Al} = 204 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

Condutividade Térmica, $k_{Cu} = 386 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

Massa específica, $\rho_{Al} = 2707 \text{ kg/m}^3$

Massa específica, $\rho_{Cu} = 8954 \text{ kg/m}^3$

Calor específico, $c_{pAl} = 896 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

Calor específico, $c_{pCu} = 383,1 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

→ Temperatura ambiente (ar no interior da estufa): $T_\infty = \text{_____} ^\circ\text{C}$ → $\theta^* = \frac{(T(t) - T_\infty)}{(T_i - T_\infty)}$

Tabela 1 – Histórico da Temperatura

Tempo t , [s]	Número de Fourier $ Fo$	E [mV]	Temperatura T, [°C]	θ^*	$-\ln \theta^*$

→ Relação temperatura – força eletromotriz para o termopar tipo K: Cromel – Alumel

$$\Delta T = a_0 + a_1 E + a_2 E^2 + a_3 E^3 + a_4 E^4 + a_5 E^5 + a_6 E^6 + a_7 E^7 + a_8 E^8$$

onde E, [mV] e ΔT , [°C] sendo $\Delta T = T - T_{ref} = T$, pois $T_{ref} = 0 ^\circ\text{C}$

$a_0 = 0,226584602$	$a_3 = 2210340,682$	$a_6 = -1,18452 \times 10^{12}$
$a_1 = 24152,10900$	$a_4 = -860963914,9$	$a_7 = 1,38690 \times 10^{13}$
$a_2 = 67233,4248$	$a_5 = 4,83506 \times 10^{10}$	$a_8 = -6,33708 \times 10^{13}$

6. Análise dos resultados

Gráficos: $-\ln \psi$ versus t

-Cálculo do coeficiente médio de transferência de calor experimental e empírico

7. Conclusões

8. Referência bibliográfica

Figura 6 – Roteiro da aula prática

5. RESULTADOS

Para calcular o coeficiente convectivo do ar sobre os corpos, dentro da estufa, os dados obtidos são tratados. Inicialmente, calcula-se o número de Fourier, Fo , definido pela Equação (4). O segundo passo é transformar o valor da tensão fornecida pelo termopar (mV) em temperatura ($^{\circ}\text{C}$), utilizando o polinômio fornecido no roteiro da aula prática. Uma vez obtido o valor da temperatura do corpo de prova, em cada instante de tempo, calcula-se a temperatura adimensional, dada pela Equação (2) e o negativo de seu logaritmo Neperiano. Os resultados são anotados no roteiro da aula prática e resumidos na Tabela (1). As propriedades termofísicas e as dimensões do corpo de prova estão anotadas no roteiro de aula (Figura (6)).

Tabela 1 – Dados Experimentais

Tempo t , [s]	Número de Fourier Fo	E [mV]	Temperatura T , [$^{\circ}\text{C}$]	θ^*	$-\ln \theta^*$
0	0,00E+00	1,1	26,88	1,0000	0,0000
300	7,36E+02	2,7	65,93	0,7638	0,2695
600	1,47E+03	3,9	95,41	0,5851	0,5360
900	2,21E+03	4,8	117,6	0,4506	0,7971
1200	2,94E+03	5,5	134,88	0,3459	1,0617
1500	3,68E+03	6,0	147,25	0,2714	1,3043

Para facilitar nossa análise, reescreve-se a Equação (2), como se segue:

$$-\ln \theta^* = Bi Fo \quad (6)$$

Agora, pode-se traçar o gráfico “ $-\ln \theta^*$ versus Fo ” e traçar a melhor curva (reta) obtendo os valores dos coeficientes a e b da equação, Equações (7) e (8).

$$y = ax + b \quad (7)$$

$$-\ln \theta^* = 0,000355 Fo + 0,007178 \quad (8)$$

Por meio da Equação (8) verifica-se o valor do número de Biot, $Bi = 0,000355$. Este valor está de acordo com a premissa utilizada no modelo da capacitância concentrada, que estabelece números de $Bi \ll 1$.

Assim, é possível determinar o valor do coeficiente convectivo do ar dentro da estufa, utilizando as Equações (3) e (5).

$$h = Bi \frac{L_c}{k} = 0,000355 \frac{5,85 \times 10^{-3}}{204} = 12,39 \text{ W/m}^2 \quad (9)$$

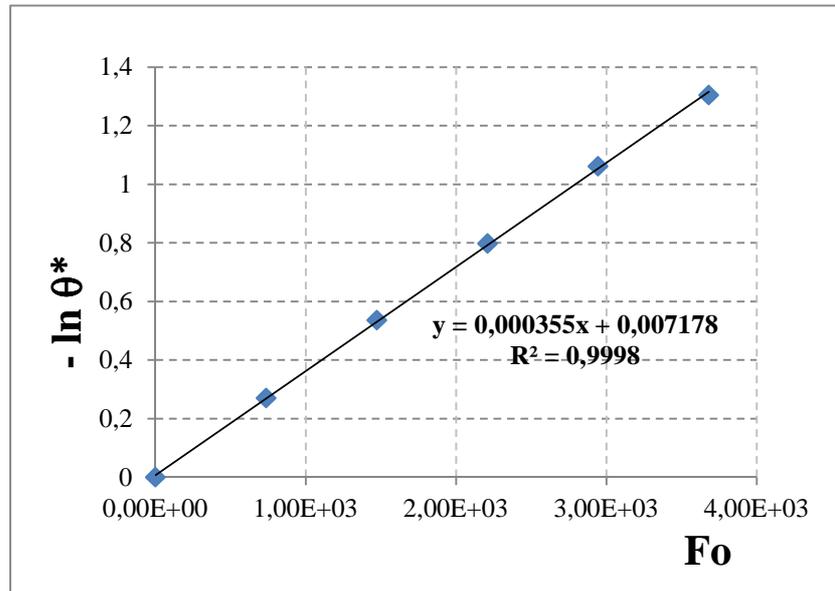


Figura 7 – Temperatura adimensional em função do número de Fourier

O coeficiente b da Equação (7) vale 0,007178 e não zero como prediz o modelo. Este desvio se deve aos erros embutidos no experimento e no modelo, ou seja, o valor da temperatura no interior da estufa não é realmente constante ao longo do tempo e a distribuição de temperatura no interior do sólido não é uniforme.

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Em relação à prática proposta, os resultados experimentais obtidos estão dentro da faixa de valor mencionado na literatura.

O procedimento experimental adotado neste trabalho possibilita ao aluno de graduação uma visão real da utilização do modelo de capacitância concentrada e também como uma aplicação prática dos conceitos obtidos nas aulas de transferência de calor e de massa.

Desse modo apresenta-se uma aula prática simples de determinação experimental do coeficiente convectivo sobre superfícies verticais, parâmetro importante na quantificação do mecanismo de convecção natural.

Observa-se ainda que esta prática experimental pode, com pequenas adaptações, ser realizada utilizando-se outro fluido, por exemplo, um líquido como a água, tanto para o aquecimento ou resfriamento, e assim mostrar a diferença do coeficiente convectivo em relação a líquidos e gases.

Agradecimentos

Os autores agradecem à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais – FAPEMIG e à Fundação Gorceix – FG pelo suporte e apoio financeiro.

O Grupo de Análise Numérica e Experimental em Fenômenos de Transporte agradece à Pró-Reitoria de Pesquisa e Pós-Graduação da Universidade Federal de Ouro Preto - UFOP pelo suporte e apoio financeiro.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALLARD, F. (Ed.); **Natural ventilation in buildings – A design handbook**. James & James Ltd. 1998. 356 p.

ÇENGEL, Y.A. & GHAJAR, A.J.; **Transferência de Calor e Massa: uma Abordagem Prática**; Tradução da 4ª Edição Americana: Fátima A. M. Lino; Editora McGraw Hill Brasil; 2012.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGAMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Trad. Eduardo Mach Queiroz e Fernando Luiz Pellegrini Pessoa. 6ª Ed. Rio de Janeiro: LTC- Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2008.

SANTAMOURIS, M., et al. **Natural ventilation in buildings: A design handbook**. London, UK: James & James (Science Publishers) Ltd. 1998. 356 p.

TRINDADE, S.C; UNIVERSIDADE FERAL DO RIO GRANDE DO NORTE. **Simulação computacional como ferramenta de auxílio a projeto: Aplicação em edifícios naturalmente ventilados no clima de Natal/RN**, 2006; 136 p.; Dissertação (Mestrado).

CONVECTIVE COEFFICIENT DETERMINATION OF NATURAL CONVECTION ON VERTICAL SURFACES AS OBJECT IN ENGINEERING EDUCATION

Abstract: *The use of natural ventilation for cooling environments and to improve the comfort of the occupants is a passive strategy of conditioning that influences directly the process of natural convection between the air, the person and environmental surfaces. In the definition of comfort condition, the share of heat exchanged by natural convection between the person and the ambient air is fairly representative and is strongly influenced by convective coefficient. Natural convection between the person and the air becomes even more important in hot and humid weather conditions, when the need for handling and / or renewal of air is required. In this paper we propose a teaching approach to experimental determination of the convective coefficient on vertical surfaces. Through an experimental apparatus the convective coefficient is determined using heating process in the non-steady state regime and applying the lumped capacitance analysis on heat conduction process in bodies. The results show satisfactory results and the development of experimental practice allows the students a real view of the lumped capacitance model analysis and also as an application of the concepts obtained in the classes of heat transfer and mass.*

Key-words: *Natural ventilation, thermal comfort, natural convection, convection coefficient, experimental approach.*