

# DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

E. J. P. Miranda Júnior<sup>1</sup>, R. S. Gonçalves<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Maranhão, IFMA, Campus São Luís – Centro Histórico/ Núcleo Itaqui-Bacanga, Departamento de Mecânica e Materiais. E-mail: edson.jansen@ifma.edu.br

<sup>2</sup>Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Maranhão, IFMA, Campus São Luís – Monte Castelo, Departamento de Mecânica e Materiais. E-mail: soeiro@ifma.edu.br

## RESUMO

O principal objetivo deste trabalho foi determinar experimentalmente o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $h$ , segundo duas metodologias: a primeira, em regime estacionário e a segunda, em regime transiente. Em regime estacionário, o  $h$  foi determinado através do parâmetro da aleta,  $m$ , de uma aleta retangular plana de alumínio. O  $m$  foi obtido através do ajuste, pelo método dos mínimos quadrados,

dos dados experimentais aos modelos teóricos de aletas infinita, adiabática e convectiva. Em regime transiente, a determinação do  $h$  foi realizada a partir do resfriamento de dois corpos cilíndricos, onde foi utilizado o método da capacitância global. Os resultados mostraram uma boa concordância entre os valores de  $h$  obtidos experimentalmente e a literatura.

**PALAVRAS-CHAVE:** coeficiente de transferência de calor por convecção, regime estacionário, regime transiente, modelos teóricos de aletas, método da capacitância global.

## EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE CONVECTION HEAT TRANSFER COEFFICIENT

### ABSTRACT

The main objective of this study was to determine experimentally the convection heat transfer coefficient,  $h$ , according to two methodologies: the first one, in stationary regimen and second, transient regimen. In stationary regimen, the  $h$  was determined through the parameter of the wing,  $m$ , of a plain rectangular aluminum wing. The  $m$  was gotten through the adjustment, for the squared minimums method, the

experimental data to the theoretical models of wings infinite, adiabatic and convective. In transient regimen, the determination of the  $h$  was carried through from the cooling of two cylindrical bodies, where the lumped capacitance model was used. The results had shown a good agreement between the values of  $h$  gotten experimentally and the literature.

**KEY-WORDS:** convection heat transfer coefficient, stationary regimen, transient regimen, theoretical models of wings, lumped capacitance model.

# DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

## 1 INTRODUÇÃO

O coeficiente de transferência de calor por convecção ou coeficiente de película,  $h$ , segundo a lei do resfriamento de Newton, é o ponto chave para se obter a quantidade de calor transferida de uma superfície para um fluido ou vice-versa. O  $h$  é, na verdade, uma função complexa que depende do escoamento do fluido, das propriedades físicas do meio do fluido e da geometria do sistema em questão.

No caso das propriedades físicas do fluido e de seu escoamento podemos citar: viscosidade dinâmica do fluido, densidade do fluido, calor específico do fluido, condutividade térmica do fluido, coeficiente de expansão volumétrica, velocidade do fluido, aceleração da gravidade e a diferença de temperatura entre a superfície e o fluido. Com relação à geometria, podemos citar a dimensão característica, dimensão que domina o fenômeno da convecção.

Tendo em vista as inúmeras variáveis que influenciam no cálculo de  $h$ , não existem tabelas para se obter o coeficiente convectivo. Em geral, na maioria das aplicações da engenharia, o  $h$  é determinado experimentalmente e a partir de correlações empíricas. A importância de se calcular o coeficiente convectivo para uma dada situação específica, dentro uma faixa de precisão, é primordial para um dimensionamento adequado das demandas térmicas em questão.

## 2 METODOLOGIA

### 2.1 Materiais

#### 2.1.1 Micrômetro

As medidas foram obtidas utilizando-se micrômetro STARRETT (0,01mm), N°. 436 – 25 mm.

#### 2.1.2 Placa de Aquisição de Dados

A placa de aquisição de dados é dotada de oito entradas para termopares com a saída ligada a um computador; termopar tipo K; precisão de temperatura:  $\pm 0,2\%$  da leitura e  $\pm 0,5\%$ ; Precisão de velocidade:  $\pm 0,2\%$  da leitura e  $\pm 10\mu V$ ; Resolução: 20 bits.

#### 2.1.3 Sistema experimental de aletas

O sistema experimental é composto de diversas aletas de geometrias diferentes, materiais variados e uma fonte de aquecimento. A aleta utilizada foi uma aleta retangular plana de alumínio, que apresenta comprimento de 194,05 mm, largura de 40 mm e espessura de 1,75 mm.



**Figura 1 - Sistema experimental de aletas.**

#### **2.1.4 Corpo cilíndrico 1**

O primeiro corpo cilíndrico, de aço inox, utilizado apresenta as seguintes dimensões: 1,65 mm de comprimento e 23,45 mm de diâmetro.

#### **2.1.5 Corpo Cilíndrico 2**

O segundo corpo cilíndrico, de bronze comercial, utilizado apresenta as seguintes dimensões: 1,55 mm de comprimento e 22,1 mm de diâmetro.

### **2.2 Métodos**

#### **2.2.1 Determinação Experimental do Coeficiente de Transferência de Calor em Regime Estacionário**

Os experimentos foram realizados em duas condições operacionais: a primeira em ambiente livre e a segunda em ambiente confinado. Após o sistema experimental de aletas alcançar o regime estacionário, as temperaturas foram medidas em uma aleta retangular plana de alumínio. Foram utilizados termopares posicionados em seis pontos equidistantes, distribuídos ao longo da aleta e na direção normal a base da aleta.

Um dos termopares utilizados estava livre e tinha a finalidade de indicar a temperatura ambiente. Os termopares foram fixados na aleta por meio de fios finos de cobre. A placa de aquisição de dados foi ligada a um computador, permitindo o armazenamento dos dados. Na condição de ambiente confinado, foi utilizada uma caixa de papelão de 1 m<sup>3</sup> para isolar o ambiente do sistema aletado. Os experimentos foram realizados a  $T = 28^{\circ}\text{C}$  e pressão atmosférica ambiente.

#### **2.2.2 Determinação Experimental do Coeficiente de Transferência de Calor em Regime Transiente**

Dois corpos cilíndricos de dimensões e materiais diferentes, previamente aquecidos, foram resfriados até a temperatura ambiente. Os dois corpos encontravam-se na posição horizontal.

Foram utilizados três termopares, dois termopares fixados em cada um dos cilindros e o terceiro livre para indicar a temperatura ambiente. Os termopares indicavam a temperatura em função do tempo a cada 30 segundos. A placa de aquisição de dados foi ligada a um computador, permitindo o armazenamento dos dados de temperaturas em função do tempo para cada um dos cilindros. Os experimentos foram realizados a  $T = 28^{\circ}\text{C}$ .

### 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1 Método da Capacitância Global

O método da capacitância global ou método dos parâmetros concentrados é o método em que se considera desprezível o gradiente da temperatura no interior do sólido, nas três dimensões  $x, y$  e  $z$ , variando somente com o tempo. Supondo o resfriamento de um corpo sólido submerso em um fluido, teremos o seguinte balanço de energia:

$$-h \cdot A_s \cdot (T - T_{\infty}) = \rho \cdot V \cdot c \cdot \frac{dT}{dt} \quad \text{equação (1)}$$

Onde  $h$  é o coeficiente convectivo,  $A_s$  é a área superficial,  $T$  é a temperatura,  $T_{\infty}$  é a temperatura ambiente,  $\rho$  é a massa específica,  $c$  é o calor específico,  $V$  o volume e  $t$  é tempo. Resolvendo-se a equação diferencial, Equação 1, e levando-se em conta que:

$$\theta = T - T_{\infty}; \theta_i = T_i - T_{\infty} \quad \text{equação (2)}$$

Tem-se:

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} = \exp \left[ - \left( \frac{h \cdot A_s}{\rho \cdot V \cdot c} \right) \cdot t \right] \quad \text{equação (3)}$$

Onde  $T_i$  é a temperatura em  $t=0$ . É interessante observar que a grandeza  $(\rho \cdot V \cdot c / h \cdot A_s)$  pode ser interpretada como uma constante de tempo térmica representada por:

$$\tau_t = \frac{\rho \cdot V \cdot c}{h \cdot A_s} \quad \text{equação (4)}$$

O método da capacitância global é o método mais simples e pode ser utilizado na solução de problemas transientes de aquecimento e de resfriamento. Valendo-se dessa afirmação, é importante observar-se a validade do método, ou seja, em que condições o método da capacitância global pode ser utilizado. Pode-se afirmar que este método é válido quando obedecer à seguinte relação (INCROPERA, 2001):

$$Bi = \frac{h \cdot L_c}{k} < 0,1 \quad \text{equação (5)}$$

Onde  $Bi$  é chamado de número de Biot,  $k$  é a condutividade térmica e  $L_c$  é o comprimento característico dado por:

$$L_c = \frac{V}{A_s} \quad \text{equação (6)}$$

Se o número de Biot for menor que 0,1; quer dizer que o erro associado ao uso deste método é desprezível. Outra grandeza que merece destaque é o número de Fourier, que é um tempo adimensional e que tem como função de caracterizar problemas de condução transiente, assim como o número de Biot. Ele é definido como sendo:

$$Fo = \frac{\alpha.t}{L_c^2} \quad \text{equação (7)}$$

Onde a difusividade térmica,  $\alpha$ , é definida como sendo:

$$\alpha = \frac{k}{\rho.c} \quad \text{equação (8)}$$

Este método é bastante útil na engenharia, pois, a partir deste, pode-se determinar algumas propriedades dos materiais no seu resfriamento ou aquecimento, em vista que teremos o perfil de temperatura deste material no decorrer do tempo.

### 3.2 Perfis de Temperatura em Aletas

As aletas podem ser definidas como sendo superfícies estendidas tendo como principal objetivo o aumento da taxa de transferência de calor entre um sólido e um fluido, como, por exemplo, o ar.

O coeficiente de transferência de calor,  $h$ , também pode ser determinado a partir de dados do perfil de aquecimento de aleta em regime estacionário para uma dada condição operacional. Considerando-se o tratamento unidimensional na direção  $x$  longitudinal, embora na realidade a condução de calor no interior da aleta seja tridimensional, a taxa na qual a energia passa para o fluido por convecção em qualquer ponto da superfície da aleta deve ser igualada à taxa líquida na qual a energia atinge aquele ponto devido à condução na direção  $(y, z)$  normal.

Uma vez que, na prática, devido à aleta ser fina e as variações de temperatura na direção normal e transversal no interior da aleta serem pequenas, quando comparadas à diferença de temperatura entre a aleta e o fluido adjacente, então pode-se considerar que a temperatura é uniforme ao longo da espessura e da largura da aleta, isto é, ela é somente função de  $x$  (INCROPERA, 2001).

Para que possam ser obtidas as distribuições de temperaturas ao longo de uma aleta, considera-se: condições de regime estacionário, condutividade térmica constante, radiação térmica desprezível, resistência térmica de contato desprezível, coeficiente de transferência de calor uniforme ao longo da superfície, sem geração de calor e área da secção transversal uniforme. A partir dessas considerações, pode-se analisar o perfil de temperatura de uma aleta segundo três condições de contorno:

A primeira considera-se uma aleta muito longa, ou seja, o comprimento da aleta tendendo para o infinito, logo teremos:

$$T = (T_b - T_\infty). e^{-m.x} + T_\infty \quad \text{equação (9)}$$

Onde  $x$  é a distância ao longo da aleta,  $T_b$  é a temperatura da base e  $m$  é o parâmetro da aleta definido como:

$$m = \sqrt{\frac{h.P}{k.A_{tr}}} \quad \text{equação (10)}$$

Em que  $P$  é o perímetro e  $A_{tr}$  é a área transversal. A segunda condição de contorno considera desprezível a perda de calor na extremidade, tem-se assim, um segundo perfil de temperatura:

$$T = (T_b - T_\infty) \cdot \frac{\cosh[m.(L-x)]}{\cosh(m.L)} + T_\infty \quad \text{equação (11)}$$

Em que  $L$  é o comprimento da aleta. A terceira condição de contorno considera que há transferência de calor por convecção na extremidade da aleta, logo teremos:

$$T = (T_b - T_\infty) \cdot \frac{\cosh[m.(L-x)] + (h/m.k) \cdot \sinh(L-x)}{\cosh(m.L) + (h/m.k) \cdot \sinh(m.L)} + T_\infty \quad \text{equação (12)}$$

### 3.3 Desempenho de uma Aleta

A aleta representa uma resistência térmica condutiva à transferência de calor na superfície não aletada e por esse motivo, não existe qualquer garantia de que a taxa de transferência de calor aumente com o emprego de aletas. As resistências térmicas da aleta,  $R_{t,a}$ , e da base,  $R_{t,b}$ , podem ser calculadas pelas seguintes expressões:

$$R_{t,a} = \frac{\theta_b}{q_a} \quad \text{equação (13)}$$

Onde:

$$\theta_b = T - T_b \quad \text{equação (14)}$$

E:

$$R_{t,b} = \frac{1}{hA_{tr,b}} \quad \text{equação (15)}$$

Em que  $A_{tr,b}$  é a área da seção transversal na base da aleta. Pode-se também definir outro parâmetro que analisa o desempenho térmico de uma aleta, esse parâmetro é chamado de eficiência da aleta e é definido por:

$$\eta_a \equiv \frac{q_a}{q_{max}} = \frac{q_a}{hA_a(T-T_\infty)} \quad \text{equação (16)}$$

Em que  $A_a$  é a área superficial da aleta,  $q_{max}$  é a taxa máxima de dissipação de energia que existiria em uma aleta caso toda a sua superfície estivesse à mesma temperatura da sua base. Para a terceira condição (aleta infinita), a eficiência da aleta vale:

$$\eta_a = \frac{1}{mL} \quad \text{equação (17)}$$

Para a segunda condição (aleta adiabática), tem-se:

$$\eta_a = \frac{\tanh mL}{mL} \quad \text{equação (18)}$$

Harper & Brown (1922) mostraram que a solução da condição de aleta convectiva pode ser expressa da mesma forma que a Equação 18, desde que se utilize um comprimento corrigido para a aleta. Assim, teremos:

$$\eta_a = \frac{\tanh mL_c}{mL_c} \quad \text{equação (19)}$$

Em que para aletas retangulares:

$$L_c = L + (t/2) \quad \text{equação (20)}$$

Onde  $t$  é a espessura. Erros associados a esta aproximação são desprezíveis se  $(ht/k) \leq 0,0625$ .

### 3.4 Equações Simplificadas para o Ar

Algumas equações simplificadas são utilizadas para uma estimativa rápida, porém aproximada, do coeficiente de transferência de calor por convecção médio de superfícies isotérmicas no ar à pressão atmosférica e em temperaturas moderadas. Para obtenção de resultados mais precisos, empregam-se expressões mais exatas. A equação simplificada a ser utilizada neste trabalho se aplica para o ar, entre 20 e 800°C, ademais, também se aplica para o CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> e os gases de chaminé (HOLMAN, 1983). O número de Grashof pode ser definido como:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_\infty) \cdot L^3}{\nu^2} \quad \text{equação (21)}$$

Onde  $g$  é a aceleração da gravidade,  $\beta$  é o coeficiente de expansão volumétrica,  $T_w$  é a temperatura do sólido,  $\nu$  é a viscosidade cinemática e  $L$  é o comprimento. Levando-se em conta a geometria de uma placa horizontal, com a superfície quente voltada para cima e a superfície fria voltada para baixo, tem-se duas correlações:

A primeira para regime laminar, obedecendo à seguinte condição:

$$10^4 < Gr \cdot Pr < 10^9 \quad \text{equação (22)}$$

Sendo  $Pr$  o número de Prandtl, o coeficiente de transferência de calor é dado por:

$$h = 1,32. \left(\frac{\Delta T}{L}\right)^{1/4} \quad \text{equação (23)}$$

Sendo  $\Delta T = T_w - T_\infty$ . A segunda correlação é para regime turbulento, obedecendo à seguinte condição:

$$\text{Gr. Pr} > 10^9 \quad \text{equação (24)}$$

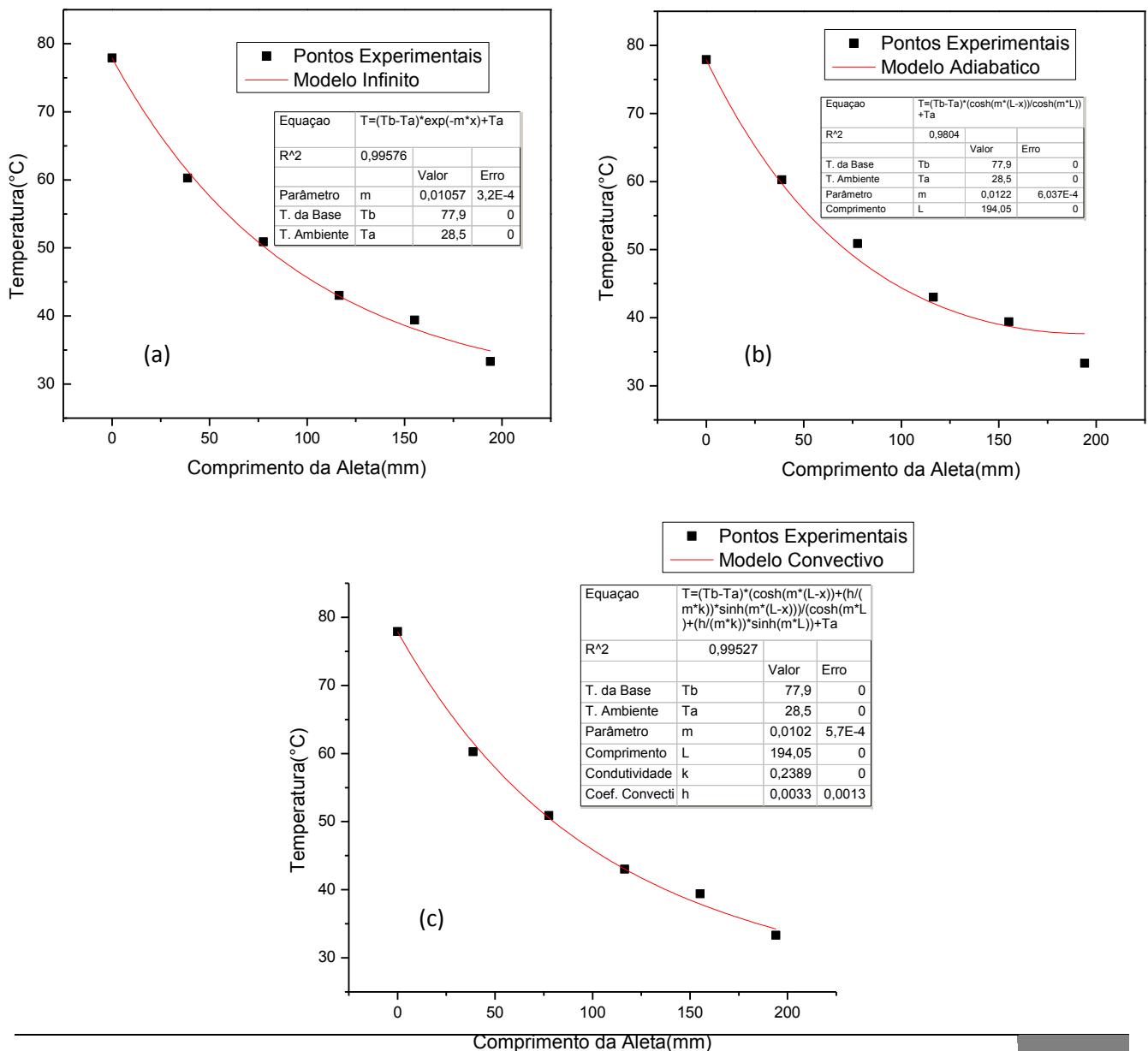
Neste caso, o coeficiente de transferência de calor é dado por:

$$h = 1,43. (\Delta T)^{1/3} \quad \text{equação (25)}$$

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 Determinação do $h$ em Regime Estacionário

Observa-se, na Figura 2, os perfis de temperatura em regime estacionário e ambiente livre.





**Figura 2 - Perfil de temperatura da aleta em regime estacionário e ambiente livre: ajuste pelo modelo infinito (a), adiabático (b) e convectivo (c).**

Pode-se observar na Figura 2, que o melhor ajuste foi pelo modelo infinito com um  $r^2$ , coeficiente de determinação, igual a 0,99576. O valor do  $h$ , coeficiente convectivo, foi então obtido da Equação 10 com o valor de  $m$  que ajustado pelo modelo de aleta infinita. Utilizou-se uma condutividade média de 238,93 W/mK, assim então o coeficiente convectivo encontrado foi de 22,38 W/m<sup>2</sup>K. A Tabela 1 apresenta os demais parâmetros para ambiente livre, onde para o cálculo do coeficiente convectivo  $h$  teórico foi utilizada a correlação simplificada para o ar, a partir da Equação 23.

**Tabela 1. Parâmetros da aleta calculados para ambiente livre.**

Parâmetro	Ambiente Livre
$R_{t,a}$	5,9695 K / W
$R_{t,b}$	638,325 K / W
$q_a$	9,1067 W
$h$ teórico	3,816 W/m <sup>2</sup> K
$\eta$	0,48

Na Figura 3, apresenta-se os perfis de temperatura em regime estacionário para ambiente confinado. Pode-se observar na Figura 3, que o melhor ajuste com um  $r^2$ , coeficiente de determinação, igual a 0,9977, foi o ajuste pelo modelo convectivo. Para o cálculo do coeficiente convectivo, utilizou-se o parâmetro  $m$  do modelo infinito, assim como no ambiente livre, na Equação 10 para o cálculo de  $h$ . Foi utilizada uma condutividade média de 239,042 W/mK, assim o coeficiente convectivo encontrado foi de 18,39 W/m<sup>2</sup>K.

A Tabela 2 apresenta os demais parâmetros para ambiente confinado, onde para o cálculo do coeficiente convectivo  $h$  teórico foi utilizada a correlação simplificada para o ar, a partir da Equação 23.

**Tabela 2. Parâmetros calculados para ambiente confinado.**

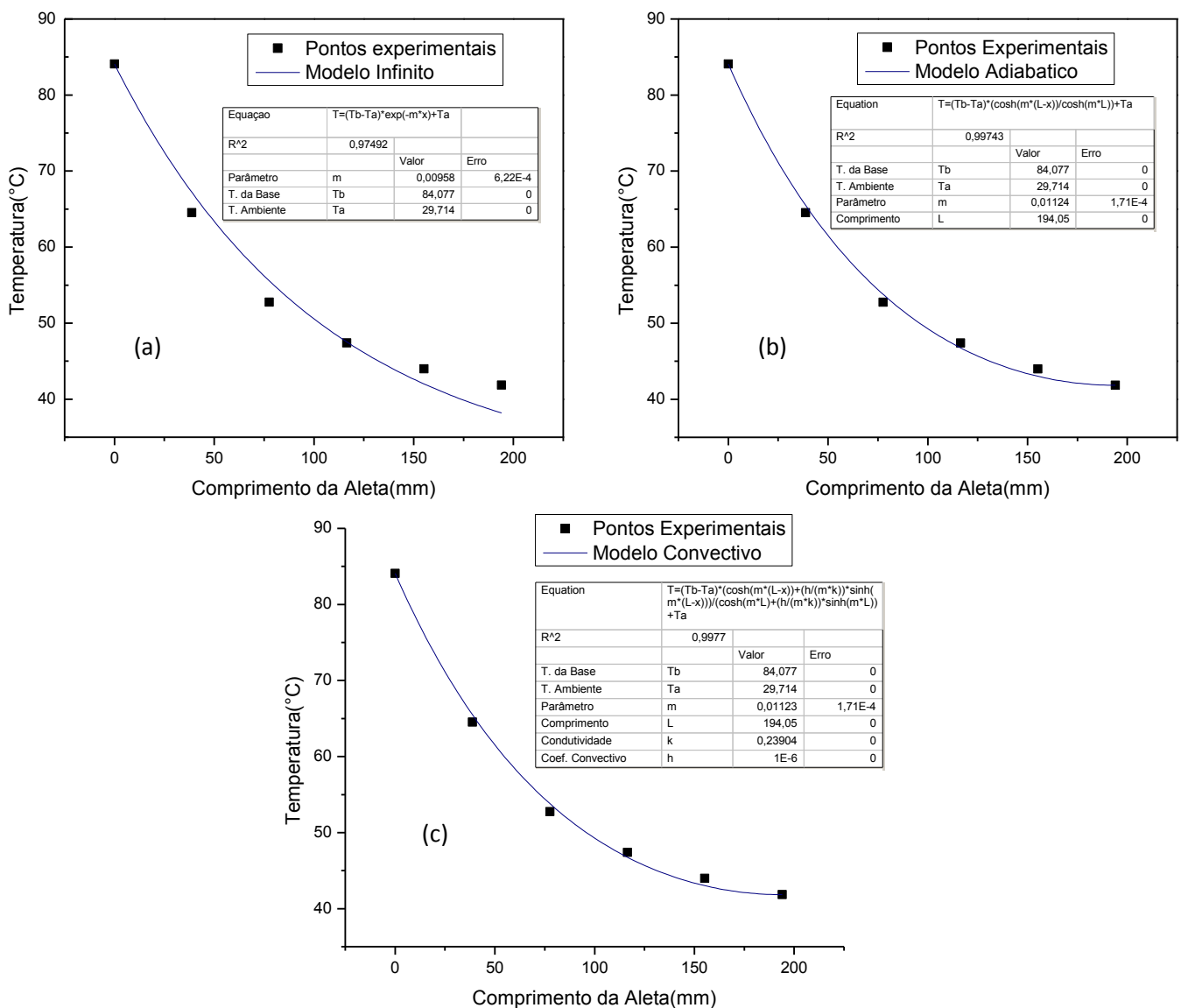
Parâmetro	Ambiente Confinado
$R_{t,a}$	6,706 K / W
$R_{t,b}$	776,82 K / W
$q_a$	8,1046 W
$h$ teórico	4,776 W/m <sup>2</sup> K
$\eta$	0,52

Comparando-se os experimentos em ambiente confinado e em ambiente livre, pôde-se observar uma maior transferência de calor para o experimento livre, o que foi corroborado pelo valor de  $h$  experimental obtido em convecção livre.

O  $h$  teórico obtido a partir da correlação simplificada para o ar, para ambiente confinado, foi de  $4,776 \text{ W/m}^2\text{K}$  o que representa 26% do  $h$  experimental. Para o ambiente livre, o  $h$  teórico forneceu um valor de  $3,816 \text{ W/m}^2\text{K}$ , o que representa 17% do  $h$  experimental.

É relevante citar-se também o fato de que as medidas das temperaturas em função do tempo foram realizadas em uma aleta de alumínio e não em cada uma das aletas de diferentes geometrias e materiais. Tem-se que considerar também que a fonte de aquecimento possui um termostato, logo não foi possível o aquecimento máximo da aleta, pois quando a aleta alcançava uma temperatura muito elevada, a fonte de aquecimento desligava e ocasionava uma variação na temperatura em regime transiente e estacionário.

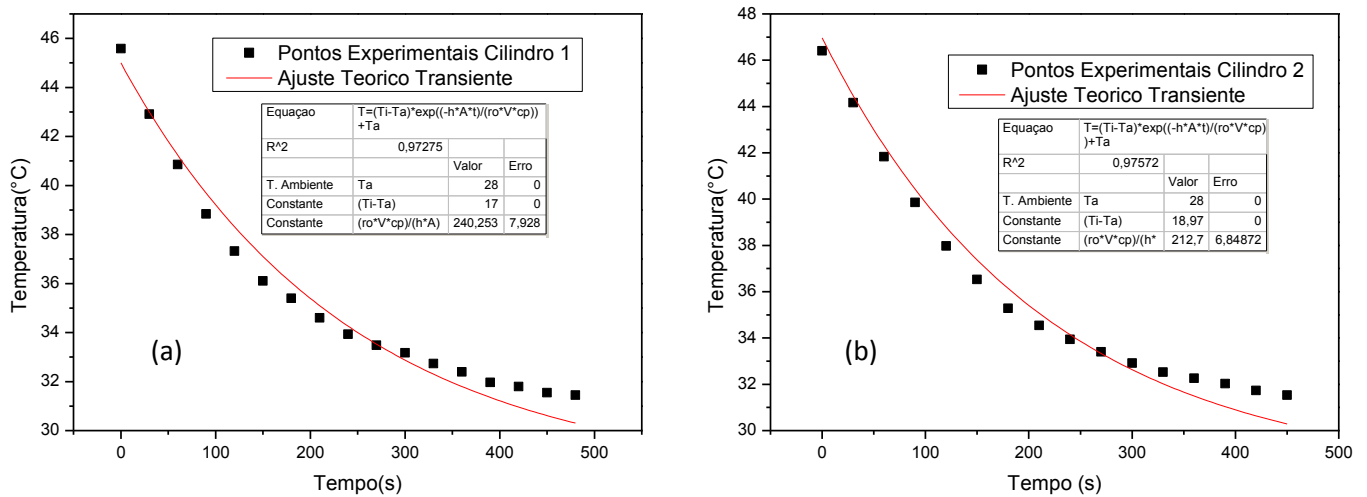
O coeficiente convectivo experimental obtido encontra-se dentro do intervalo de valores típicos, que para convecção natural é de 2 a  $25 \text{ W/m}^2\text{K}$  para o caso de gases (INCROPERA, 2001).



**Figura 3 - Perfil de temperatura da aleta em regime estacionário e ambiente confinado: ajuste pelo modelo infinito (a), adiabático (b) e convectivo (c).**

#### 4.2 Determinação do $h$ em Regime Transiente

Apresenta-se, na Figura 4, os perfis de temperatura em regime transiente em ambiente livre.



**Figura 4 - Perfil de temperatura do cilindro 1 (a) e 2 (b) em regime transiente e ambiente livre.**

Uma análise dos resultados dos ajustes realizados para os experimentos em questão indicam valores para a constante de tempo de: 240,25 e 212,79 s<sup>-1</sup>, com seus respectivos r<sup>2</sup>, coeficiente de determinação: 0,97275, 0,97572, para o cilindro 1 e 2 respectivamente. A partir da definição da constante de tempo, Equação 4, os valores de h calculados foram iguais a: 12,25 e 11,85 W/m<sup>2</sup>K, para os cilindros 1 e 2 respectivamente. O h teórico obtido a partir da correlação simplificada para o ar, Equação 10, para o cilindro 1, foi de 1,41 W/m<sup>2</sup>K o que representa 11,5 % do h experimental. Para o cilindro 2, o h teórico foi de 1,39 W/m<sup>2</sup>K, o que representa 11,7 % do h experimental.

Para validar os coeficientes convectivos experimentais encontrados, foi feita uma análise do número de Biot em cada um dos dois casos. Utilizando-se da Equação 5, encontrou-se o Biot para cada um dos dois cilindros, para o cilindro 1 o número de Biot encontrado foi de 0,000632 e para o cilindro 2 foi de 0,000155. Como os dois números de Biot obedeceram a condição Bi < 0,1, conclui-se que o método de parâmetros concentrados para o cálculo dos coeficientes convectivos foi válido para os dois cilindros em questão.

O coeficiente convectivo experimental obtido encontra-se dentro do intervalo de valores típicos, que para convecção natural é de 2 a 25 W/m<sup>2</sup>K para o caso de gases (INCROPERA, 2001).

## 5. CONCLUSÃO

O coeficiente de transferência de calor, h, foi obtido experimentalmente a partir dos métodos em regime estacionário e em regime transiente. Os valores obtidos indicam uma boa concordância com os valores médios indicados na literatura para a faixa de convecção livre e confinado, indicando também uma variação de 75,5% aproximadamente em relação ao valor de h obtido pela correlação simplificada para o ar.

A comparação entre os valores obtidos experimentalmente com o valor teórico calculado pela correlação simplificada para o ar corrobora que esta correlação é apenas uma

aproximação inicial para o valor de  $h$ , devendo-se determiná-lo para cada situação específica quando se requer uma melhor exatidão.

## 6 AGRADECIMENTOS

Agradecemos ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Maranhão (IFMA) pelo suporte financeiro.

## 7 REFERÊNCIAS

1. HARPER, D. R.; BROWN, W. B. **Mathematical Equations for Heat Conduction in the Fins of Air Cooled Engines**, NACA Report, 158, 1922.
2. HOLMAN, J. P. **Heat Transfer**. São Paulo: Mc Graw Hill; Kogakusha, 1983.
3. INCROPERA and D.P. DeWitt. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 5. ed. John Wiley & Sons, 2001.
4. MORAN, Michael J. et al. **Introduction to Thermal Systems Engineering: thermodynamics, fluid mechanics, and heat transfer**. New York: John Wiley & Sons, 2003. ISBN: 0-471-20490-0.