

# OTIMIZAÇÃO DO PROCESSO DE RESFRIAMENTO DE BOBINAS DE ALUMÍNIO

**Pedro Magalhães Sobrinho** - sobrinho@feg.unesp.br

**Paulo Magalhães Filho** - pfilho@feg.unesp.br

UNESP- Universidade Estadual Paulista, Departamento de Energia

Cx. Postal 205 - 12516-470 - Guaratinguetá, SP, Brasil

**Resumo.** *Este trabalho tem como objetivo a otimização de um determinado processo de resfriamento, de fundamental importância na produção de bobinas de alumínio que podem atingir cerca de 9 toneladas. A otimização deste processo tornou-se necessária devido ao elevado tempo em que esta etapa estava se realizando. Neste estudo, propõe-se alternativas para reduzir em torno de 50% o tempo gasto nessa etapa. Faz-se uma análise teórica do processo de resfriamento e, a partir de uma modelagem experimental em escala 1:8, são obtidas soluções que se mostraram adequadas quando da aplicação de escala 1:1. Apresentam-se resultados comparativos do comportamento térmico da bobina, face a diferentes condições de insuflamento do ar de resfriamento, avaliando-se a possibilidade dele ser usado nas condições ambientes.*

**Palavras-chave:** Alumínio, Transferência de Calor, Resfriamento

## 1. INTRODUÇÃO

Este estudo visa propor soluções, destinadas à redução do tempo de resfriamento de bobinas de alumínio em um determinado processo de laminação. Através de um trabalho de parceria entre a Alcan Alumínio do Brasil e a Unesp - Campus de Guaratinguetá, criou-se a oportunidade, do desenvolvimento do estudo, buscando encontrar uma otimização no processo de produção, já que os procedimentos até então empregados, não mais satisfaziam as crescentes necessidades da empresa, pois o tempo de resfriamento estava em torno de 20 horas.

O conjunto estudado é composto de um carretel, no qual, é enrolada a chapa de liga de alumínio ASTM 3004, que, possui características na faixa de temperatura de estudo, entre 40 a 380 [°C], segundo Metals (1979) e Aluminum (1984), tais como; condutividade térmica em função da temperatura ( $k_{al} = 148,395 + (8,311 \times 10^{-2})T - (1,147 \times 10^{-4}) T^2$  [W/mK]; calor específico ( $C_{p,al} = 892$  [J/kgK]; massa específica ( $\rho_{al} = 2707$  [kg/m<sup>3</sup>]). As dimensões da bobina considerada no estudo são (ALCAN,1999): diâmetro externo ( $d_{eB} = 1,7$  [m]; diâmetro interno ( $d_{iB} = 546,1 \times 10^{-3}$  [m]; comprimento ( $L_B = 1,6$  [m].

As características do carretel, cujo material é o aço centrifugado, são (ALCAN,1999): diâmetro externo ( $d_{eC} = 546,1 \times 10^{-3}$  [m]; diâmetro interno ( $d_{iC} = 508 \times 10^{-3}$  [m]; espessura ( $e_C = 19,05 \times 10^{-3}$  [m]; comprimento ( $L_C = 2,050$  [m]; condutividade térmica ( $k_{aço} = 43$  [W/mK]; calor específico ( $C_{p,aço} = 473$  [J/kg K]; massa específica ( $\rho_{aço} = 7800$  [kg/m<sup>3</sup>]).

As características encontradas para o sistema de resfriamento existente na planta industrial, consistem de: seis ventiladores; vazão nominal do ventilador: 88.781 [Nm<sup>3</sup>/h]; velocidade de descarga nominal: 20 [m/s]; disposição dos ventiladores: axial ao conjunto de uma fila de bobinas.

## 2. ANÁLISE TEÓRICA

Quando estudamos problemas que envolvem a condução térmica em regime permanente, muitas vezes, admitimos que para essa condição ser alcançada, transcorre algum tempo depois de iniciado o processo de transmissão de calor. Nesse tempo transcorrido, que pode ser de vital importância para a análise do processo, quanto ao equilíbrio da temperatura entre o interior e a superfície externa do sólido estudado, podemos aplicar técnicas de formulação que podem exigir métodos analíticos, ou até métodos numéricos, de solução e convergência com alto grau de dificuldade.

Em uma grande parte das situações onde o fluxo de calor transitório está sendo considerado, pode-se aplicar a análise do Número de Biot, para a orientação e definição da formulação do problema de transmissão de calor por condução num material.

Um problema comum de fluxo de calor em regime transitório, encontrado em engenharia, envolve variações periódicas tanto de temperatura, como de fluxo de calor. O estudo das variações periódicas de fluxo de calor é importante em casos, como por exemplo nos motores de combustão interna, onde as paredes são aquecidas, e enquanto o material está se aquecendo, os fenômenos transitórios do fluxo de calor se sobrepõem às variações cíclicas. Em tais casos, a análise térmica é tratada através de técnicas numéricas, a configuração geométrica não é simétrica, e as condições de contorno variam com o tempo.

Apesar de não existir qualquer material que possua uma condutibilidade térmica infinita, muitos problemas de fluxo de calor transitório podem ser resolvidos, com precisão aceitável, ao se admitir que a resistência térmica interna à transmissão de calor por condução do sistema é tão pequena que a temperatura dentro do sólido é praticamente uniforme em qualquer instante. Essa simplificação se justifica quando a resistência térmica externa entre a superfície do sistema e o meio envolvente, é tão grande, comparada à resistência térmica interna do sistema, que a primeira controla o processo de transmissão de calor.

Uma medida da importância relativa da resistência térmica dentro de um corpo sólido é a razão entre as resistências interna e externa. Essa razão pode ser escrita na forma de um parâmetro adimensional denominado Número de Biot.

$$Bi = \frac{\bar{h} L}{k} \quad \text{ou} \quad \frac{\bar{h} V}{k A_s} \quad (1)$$

onde:

$A_s$  = área [m<sup>2</sup>],  $\bar{h}$  = coeficiente de película [W/m<sup>2</sup>°C],  $k$  = condutividade térmica [W/mK] e  $V$  = volume [m<sup>3</sup>].

Em corpos cuja geometria é definida e se assemelha a uma placa, um cilindro ou uma esfera, o erro introduzido ao se admitir que a temperatura em qualquer instante é uniforme será inferior a 5%, quando a resistência interna for inferior a 10% da resistência superficial externa, isto é, quando  $Bi < 0,1$ .

A formulação de problemas envolvendo sistemas que se enquadram nessas condições, é feita do seguinte modo:

$$\left[ \text{Variação da Energia Interna do Sistema} \right] = \left[ \begin{array}{l} \text{Fluxo de Calor Líquido do Sistema para} \\ \text{o Meio Durante um Intervalo de Tempo} \end{array} \right] \quad (2)$$

Existem muitos casos, em engenharia, nos quais a temperatura do meio que envolve o sistema varia com o tempo. Por exemplo, existem processos de produção em série, na indústria química, onde a temperatura de um composto químico em um recipiente deve periodicamente seguir uma variação temporal. As mudanças de temperatura do material no recipiente são geralmente induzidas pelo aquecimento ou resfriamento do ambiente. Mesmo que o composto esteja bem misturado, ele não poderá responder imediatamente à variação da temperatura ambiente devido a sua capacidade térmica finita. Para se obter a variação temporal desejada da temperatura é necessário iniciar mudanças na temperatura ambiente, suficientemente cedo, para levar em conta o atraso no sistema.

A equação que descreve o comportamento do sistema exposto à flutuações periódicas de temperatura, para um intervalo de tempo  $d\theta$ , é a seguinte:

$$C_p \rho V dT(\theta) = \bar{h} A_s [T_\infty(\theta) - T(\theta)] d\theta \quad \text{ou}$$

$$\frac{dT(\theta)}{d\theta} + \frac{\bar{h} A_s}{C_p \rho V} T(\theta) = \frac{\bar{h} A_s}{C_p \rho V} T_\infty(\theta) \quad (3)$$

A equação (3) é do tipo linear não-homogênea, com coeficientes constantes, que para uma faixa de variação especificada de  $T_\infty(\theta)$ , temperatura do fluxo de ar, será composta de duas partes. A primeira parte, chamada particular, satisfaz a equação completa, e não contém qualquer constante arbitrária. Esta parte representa o comportamento do sistema após o tempo necessário para o desaparecimento dos fenômenos transitórios, ou seja, é chamada solução para o regime permanente. Condições de regime permanente, em fenômenos periódicos, significam que as condições cíclicas do sistema não vão mudar com o tempo. A resposta em regime permanente da temperatura  $T(\theta)$ , é causada e mantida pela temperatura  $T_\infty(\theta)$ , e ambas são geralmente da mesma forma (degrau, rampa, senoidal, etc.).

A segunda parte da solução, chamada complementar, contém as constantes de integração, cujos valores devem ser encontrados, e representam a resposta transitória da temperatura do sistema.

A solução completa para a "Eq. (3)" consiste da soma das duas partes, onde as condições iniciais devem ser aplicadas.

Esta formulação pode ser aplicada onde o Número de Biot, que aparece na constante de tempo do sistema, for menor que 0,1 (Arpaci, 1966). A constante de tempo do sistema é dada por:

$$\text{Constante de Tempo do Sistema} = \frac{C_p \rho V}{\bar{h} A_s} = \frac{\theta}{BiFo} \quad (4)$$

Quando o Número de Biot é maior que 0,1, a análise do comportamento do sistema utilizando a formulação concentrada introduz um erro maior que 5%, geralmente não aceitável. Portanto, a análise transiente deverá ser feita observando-se a particularidade de cada sistema. Quanto às variações das negligências de termos representativos, a precisão dos resultados dependerá dessas considerações.

No estudo em questão, inicia-se a avaliação das características do sistema com a determinação da quantidade de calor armazenada no conjunto carretel - bobina, utilizando a formulação proposta na "Eq. (2)" onde considera-se a faixa de temperatura do estudo, ( 40 a 380 [°C] ). Substituindo os valores considerados tem-se  $2,76 \times 10^6$  [kJ], como quantidade de calor armazenada por conjunto carretel – bobina.

Considerando para a bobina, que a direção principal da troca de calor é no sentido radial, tem-se para a temperatura de superfície de fim de processo 313 [K],  $h_{313K} = 42,81$  [W/m<sup>2</sup> °C], e para a temperatura de superfície de início de processo 653 [K],  $h_{653K} = 40,34$  [W/m<sup>2</sup> °C]. Comparando esses coeficientes de película teoricamente calculados, verifica-se que a situação no final do processo é aquela que irá limitar a aplicação do método.

Com base nos resultados apresentados pode-se afirmar que qualquer valor do coeficiente de película inferior a 42,81 [W/m<sup>2</sup> °C] para a superfície da bobina, satisfaz a condição do estudo do modelo por análise concentrada, pois o número de Biot para o caso é inferior a 0,1.

Para este modelo, com base no balanço apresentado na "Eq. (2)", têm-se trocas de calor representadas pela "Eq. (3)", cuja solução resulta em :

$$\bar{h} = \frac{\rho C_p V}{A \zeta} \left( \ln \frac{T_\infty - T}{T_o - T_\infty} \right) \quad (5)$$

onde:  $T_o$  = temperatura inicial ,  $\zeta$  = tempo de resfriamento

As propostas para redução do tempo de resfriamento das bobinas terá como base o cálculo do coeficiente de película determinado na forma da "Eq. (5)".

### 3. PROPOSTAS PARA OTIMIZAÇÃO DO PROCESSO

Com o objetivo da redução do tempo de resfriamento estudou-se alternativas, que são apresentadas a seguir:

- a) Diminuição da temperatura de insuflamento do ar sobre a superfície de resfriamento das bobinas;
- b) Aumento da velocidade de passagem do ar pela superfície de resfriamento das bobinas;
- c) Alteração do circuito de circulação do ar de resfriamento.

#### 3.1 Diminuição da temperatura de insuflamento do ar sobre a superfície de resfriamento das bobinas

Para o arranjo físico descrito na introdução deste trabalho, ou seja, fluxo de ar axial ao conjunto de bobinas, podemos utilizar o cálculo do número de Nusselt para o diâmetro externo das mesmas ( $Nu_d$ ), indicado por Dittus e Boelter (1930), dado por:

$$Nu_d = 0,023 Re_d^{0,8} Pr^{0,3} \quad (6)$$

Variando-se o valor da temperatura de insuflamento do ar ( $T_\infty$ ), calculando-se as propriedades do fluido, o número de Reynolds para o diâmetro externo da bobina ( $Re_d$ ), o número de Prandtl (Pr), e alternando-se as propriedades para o aço e para o alumínio, obteve-se as curvas de comportamento do coeficiente de película nas condições de 20 horas e 8 horas, para o tempo de resfriamento apresentadas na "Fig. 1".

### 3.2 Aumento da velocidade de passagem do ar pela superfície de resfriamento das bobinas

Para análise desta condição foi necessário coletar dados na planta industrial, onde o processo de resfriamento se caracterizava por filas de 4 bobinas. A estimativa do valor do coeficiente de película, baseou-se em situações médias, encontradas para a bobina mais próxima do ventilador (bobina 1) e a última bobina da fila.

Os valores encontrados e calculados foram os seguintes:

- Condição do ar dentro do carretel (bobina 1):  $Pr = 0,7$ ; velocidade no interior ( $V_{ar\ e1}$ ) = 16,6 [m/s]; condutividade térmica ( $k_{ar}$ ) = 0,027 [W/m °C]; calor específico ( $C_{p\ ar}$ ) = 1006,5 [J/kgK]; massa específica ( $\rho_{ar}$ ) = 1,13 [kg/m<sup>3</sup>]; temperatura na entrada do carretel ( $t_{cE}$ ) = 33,6 [°C]; temperatura na saída do carretel ( $t_{cS}$ ) = 36,2 [°C]; viscosidade cinemática ( $\nu_{ar}$ ) = 16,95 x 10<sup>-6</sup> [m<sup>2</sup>/s] e  $Re_d = 4,97 \times 10^5$ ,  $Nu_d = 745$  e  $\bar{h} = 39,6$  [W/m<sup>2</sup> K].

- Condição do ar dentro do carretel (última bobina): velocidade no interior do carretel ( $V_{aren}$ ) = 9,8 [m/s];  $t_{cE} = 35,8$  [°C];  $t_{cS} = 36,8$  [°C].

Assim, considerando os demais dados anteriores como constantes, tem-se para a situação:  $Re_d = 2,93 \times 10^5$  e  $\bar{h} = 26,2$  [W/m<sup>2</sup> °C].

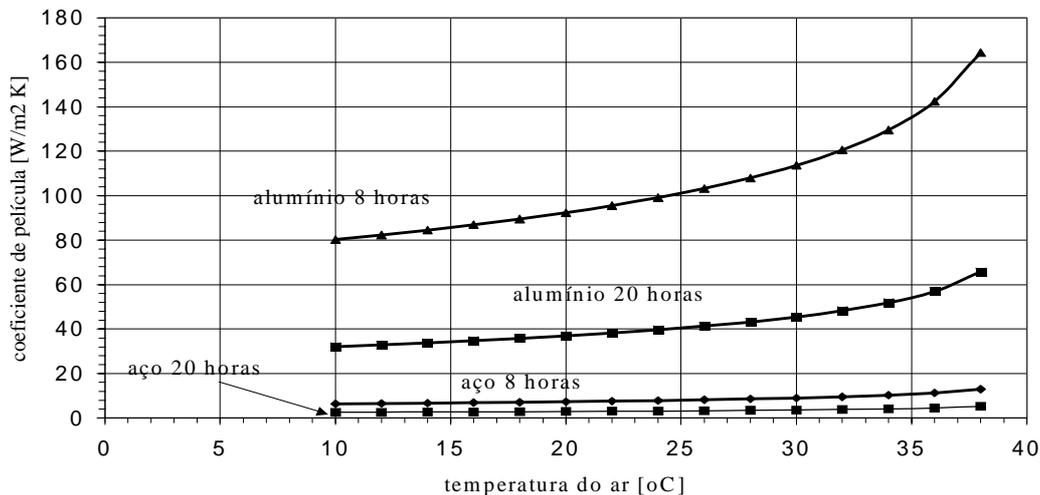


Figura 1- Influência da temperatura de insuflamento do ar no coeficiente de película, na situação de 20 horas e de 8 horas

Tanto na situação da bobina 1 quanto da última bobina, o coeficiente de película dentro do carretel manteve-se abaixo do valor limite para a modelagem concentrada, estabelecido na análise teórica.

A vazão de ar ( $\dot{m}_{ar}$ ) que passa no interior do carretel é de 2,7 [Nm<sup>3</sup>/s], e de 22,0 [Nm<sup>3</sup>/s], a que passa pela parte de fora das bobinas. Considerou-se para efeito de cálculo do número de Reynolds, uma região cilíndrica com diâmetro externo de 2,3 [m] envolvendo a bobina, resultando nos seguintes valores:

- Condição para a bobina 1: velocidade do ar na parte de fora da bobina ( $V_{ar\ b1}$ ) = 8,67 [m/s],  $Re_d = 3,07 \times 10^5$ ,  $Nu_d = 508,3$  e  $\bar{h} = 22,9$  [W/m<sup>2</sup> K].

- Condição para a última bobina: velocidade do ar na parte de fora da bobina ( $V_{ar\ bn}$ ) = 2,83 [m/s],  $Re_d = 1,00 \times 10^5$ ,  $Nu_d = 206,7$  e  $\bar{h} = 9,3$  [W/m<sup>2</sup> K].

Verifica-se também que os valores do coeficiente de película para a parte de fora da bobina estão abaixo do valor limite para modelagem concentrada, estabelecida na análise teórica.

Pelos resultados dos dados coletados e calculados, verifica-se que pode-se ainda aumentar o coeficiente de película através do aumento da velocidade de passagem do ar de resfriamento, através de um acréscimo de vazão do ventilador, visto na "Fig. 2".

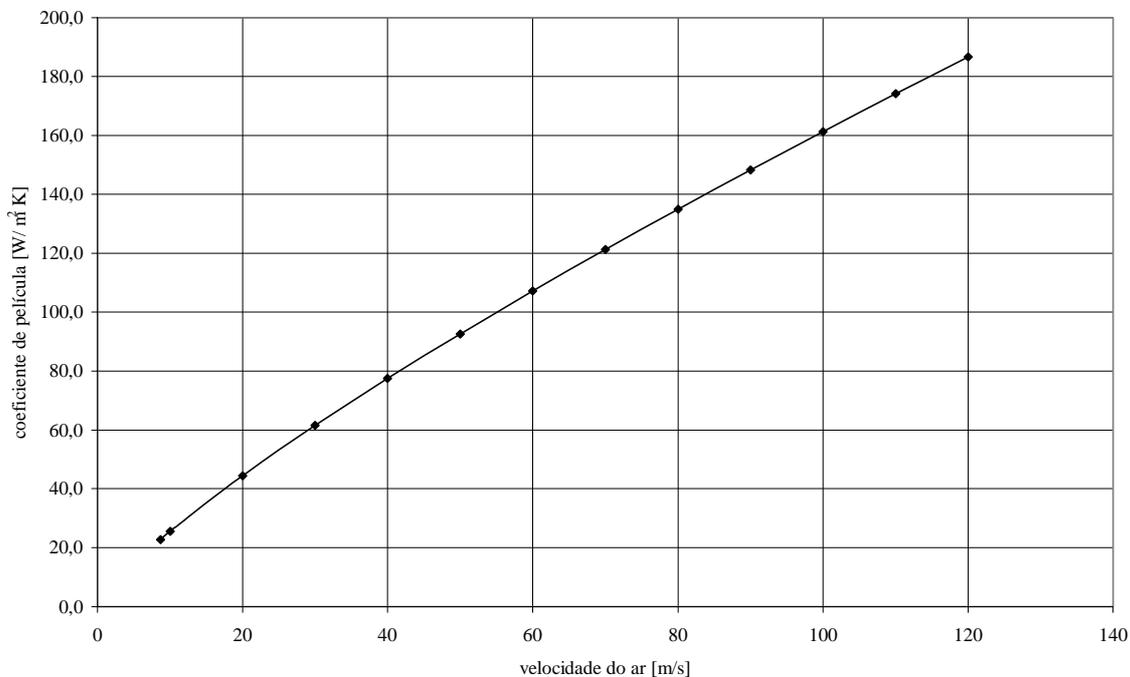


Figura 2 - Comportamento do coeficiente de película em função do aumento de velocidade

### 3.3 Alteração do circuito de circulação do ar de resfriamento

Visando determinar a melhor maneira de insuflar o ar sobre a bobina, foi desenvolvido um banco de ensaio, adaptado de forma a se conseguir uma condição apropriada para atender os modelos em escala 1:8. Os testes foram realizados em bancada conforme norma AMCA/ANSI -STANDART -210/74, e de conformidade com as tolerâncias exigidas.

Para o monitoramento da temperatura tomou-se o valor desta em 5 pontos em cada bobina. Os pontos foram dispostos da seguinte maneira: um na superfície da bobina, dois próximos ao carretel e dois no centro da bobina, como representado na "Fig. 3".

Considerando a configuração apresentada na "Fig. 4", onde o arranjo físico não permite o cálculo do coeficiente de película pelo uso da "Eq. (6)", este foi determinado pela "Eq. (7)", indicado por Kreith (1977). Utilizando Sonntag (1998) para o cálculo da variação das propriedades com a temperatura, obteve-se a variação do coeficiente de película em função da velocidade de insuflamento de ar como mostra a "Fig. 5".

Tomando como base o valor do fluxo de calor à ser retirado em um tempo de 8 horas pelo conjunto de fluxos de ar proposto, obteve-se como melhor resultado o esquema apresentado na "Fig. 6".

$$\frac{\bar{h}d_{eB}}{k_{ar}} = \left(0,4Re_{deB}^{0,5} + 0,06Re_{deB}^{0,67}\right)Pr^{0,4} \left(\frac{\mu_s}{\mu_\infty}\right)^{0,25} \quad (7)$$

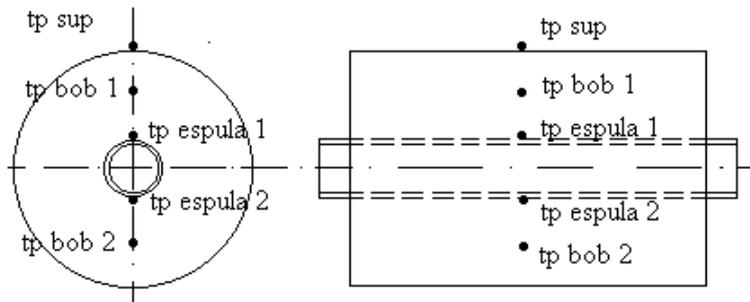


Figura 3 - Pontos de tomada de temperatura na bobina

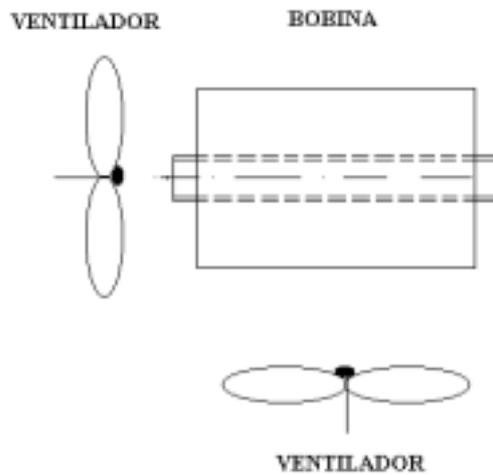


Figura 4 - Esquema de fluxo combinado

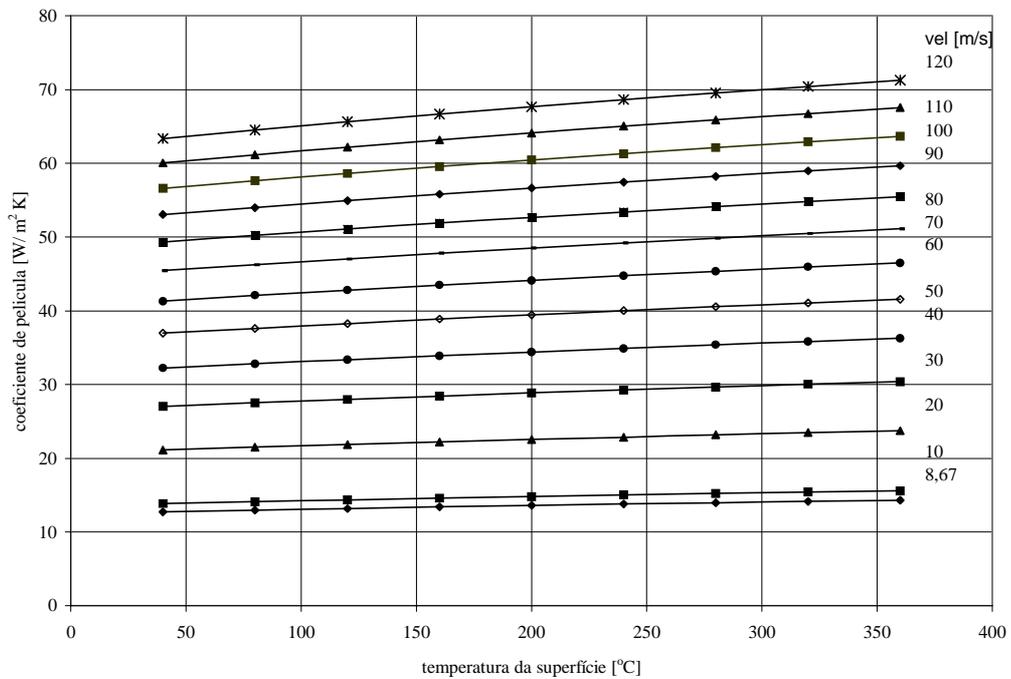


Figura 5 - Variação do coeficiente de película em função da velocidade de insuflamento de ar

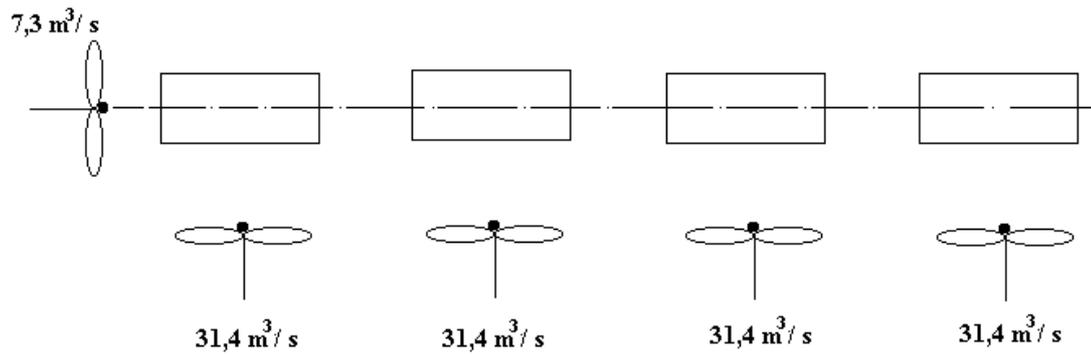


Figura 6 - Proposta de sistema de ventilação

Para a situação proposta para o esquema da "Fig. 6", através do uso de valores obtidos experimentalmente, o coeficiente de película manteve-se entre 60,6 e 62,3 [W/m<sup>2</sup> K].

## 5. ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÃO

Tendo como base os resultados apresentados na "Fig. 1", observa-se que para o carretel não há considerável modificação no tempo de resfriamento quando alteramos a temperatura do ar de insuflamento. Para a bobina, que representa o material (alumínio), onde está armazenado 31,5 vezes a quantidade de calor retida no carretel, a influência da temperatura do ar de insuflamento é notada, visto que para 35 [°C] teríamos  $\bar{h} = 58$  [W/m<sup>2</sup> K] para 20 horas, e no caso de 8 horas  $\bar{h}$  deveria estar em torno de 140 [W/m<sup>2</sup> K]. Em ambos os casos a diminuição da temperatura de insuflamento do ar faria com que  $\bar{h}$  diminuísse.

Os dados obtidos na planta industrial permitiram a elaboração de um diagnóstico da situação encontrada, cujos valores foram mostrados no item 3.2. Estes valores indicaram situações distintas para a primeira e última bobina, respectivamente  $\bar{h} = 22,9$  [W/m<sup>2</sup> K],  $V_{ar\ b1} = 8,67$  [m/s] e  $\bar{h} = 9,3$  [W/m<sup>2</sup> K],  $V_{ar\ bn} = 2,83$  [m/s], cujas magnitudes permitem afirmar que é possível seus aumentos, para que o tempo de resfriamento possa ser reduzido.

A alteração do circuito de circulação do ar de resfriamento proposto no item 3.3, foi baseada numa modelagem experimental, que além de combinar o insuflamento do ar em duas direções sobre o conjunto carretel – bobina, contemplou também a variação da velocidade de passagem do ar pela superfície do mesmo, mostrados nas "Fig. 4, 5 e 6".

Estes resultados motivaram a Alcan Alumínio do Brasil a alterar o processo de resfriamento, reduzindo o tempo real de resfriamento das bobinas. A magnitude dessa redução pode ser avaliada pela análise da constante de tempo do sistema, "Eq. (4)", que nesse caso varia unicamente com o coeficiente de película.

Concluindo, a análise teórica baseada em um modelo concentrado, para a situação encontrada na planta industrial apresentou-se indicada, e considerada de grande importância no estudo de viabilidade, visando a modificação do projeto do sistema de resfriamento.

## REFERÊNCIAS

- Alcan Alumínio do Brasil S.A., 1999, Informações coletadas pelo autores.
- Allen, R.W. & Eckert, E.R.G.,1984, Friction and heat transfer measurement to turbulent pipe flow of water ( $Pr = 7$  e  $8$ ) at uniform wall heat flux, J. Heat Transfer, ser.c, v 86, pp 301.
- Aluminum-Properties and Physical Metallurgy, 1984, American Society for Metals, Metals Park, Ohio.
- Arpaci, V.S.,1966, Conduction Heat Transfer, Addison Willey Publishing, Massachusetts.
- Dittus, F.W. & Boelter, M.K.,1930, Univ. Calif., Publ. Eng., v.2, Berkeley.
- Holman, J. P.,1983, Transferência de Calor, Mc Graw Hill do Brasil, São Paulo.
- Kreith, F.,1977, Princípios da Transmissão de Calor, 3 ed, Edgard Blücher, São Paulo.
- Mavey,G.E.,1971, Heat transfer in coiled strip, Alcan International Ltd Baundury Laboratory Progress, Report n. BP PH 14/71, November.
- Metals Handbook, 1979, Properties an Nonferrous Alloys and Pure Metals, 9 ed., v.2, American Society for Metals.
- Sonntag, R. E., Borgnakke, C. and Van Wylen, G. J.,1998, Fundamentos da Termodinâmica, Edgard Blücher, São Paulo.

## OPTIMATION OF THE COOLING PROCESS OF ALUMINUM COIL

**Abstract.** *In this paper the cooling process an aluminum coil of about 9 ton is evaluated. The cooling is a stage of production process that depends on the way it is performed and it could be a long term process. In this study alternatives to reduce in 50 % the total process time used in this stage is proposed. Solutions obtained based on experiments on a 1:8 scale model permitted to find out the behavior of the real coil. Comparative results of the coil thermal behavior under different cooling conditions are presented and their possible use under ambient conditions are discussed. The relationship between power supply and mass flow rate for each case is also showed.*

**Keywords:** *Aluminum, Heat Transfer, Cooling*