

## MODELAMENTO E SIMULAÇÃO DO ESCOAMENTO E DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM MOTORES ELÉTRICOS

### Thiago Voigdlener

Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
88040-900, Florianópolis, SC, Brasil  
Fone/Fax: (48) 334 5166  
e-mail: [thiago@polo.ufsc.br](mailto:thiago@polo.ufsc.br)

### Alvaro Toubes Prata

Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
88040-900, Florianópolis, SC, Brasil  
Fone/Fax: (48) 334 5166  
e-mail: [prata@polo.ufsc.br](mailto:prata@polo.ufsc.br)

**Resumo.** A predição da distribuição de temperatura de uma máquina elétrica girante é tão importante quanto a predição do seu rendimento. Apesar da importância de se conhecer a temperatura no interior de máquinas elétricas girantes a literatura disponível não apresenta metodologias que possibilitem obter tal informação de forma satisfatória, que façam uso do estado da arte referente ao conhecimento disponível em escoamento e transferência de calor. Este artigo apresenta o desenvolvimento de um modelo térmico híbrido para determinar a distribuição de temperatura em um motor elétrico de indução, operando em regime permanente. O modelo térmico híbrido consiste na combinação de parâmetros térmicos globais e de parâmetros térmicos distribuídos nas diferentes partes da máquina. Na análise da distribuição da temperatura é de fundamental importância o conhecimento de dois parâmetros principais: a distribuição das perdas (fontes de calor) envolvidas na máquina, e no presente artigo estas perdas são avaliadas através de ensaios elétricos e distribuídas no estator e no rotor; e o coeficiente convectivo da superfície externa da máquina, obtido através dos resultados do modelo numérico utilizado na simulação do escoamento e transferência de calor desta superfície através do método de volumes finitos. O modelo proposto é aplicado para um motor de indução trifásico (37 kW, 440 V e 4 pólos). A validação do modelo é obtida através dos dados experimentais de temperatura em pontos estratégicos nas diferentes partes do motor. A maioria das temperaturas são previstas com desvios entre um ou dois graus. Empregando o modelo térmico híbrido, uma análise de sensibilidade é realizada indicando que o parâmetro mais crítico no resfriamento do motor é o coeficiente convectivo de transferência de calor em sua superfície externa. Medições e cálculos exploram a não uniformidade do coeficiente de transferência de calor local da carcaça do motor para o ar ambiente e seu impacto na temperatura do motor.

*Palavras chave:* Modelo Térmico Híbrido, Motor de Indução, Máquina Elétrica.

### 1. Introdução

Em um motor de indução, uma máquina robusta e de construção simples, a vida útil depende quase que exclusivamente da vida útil do isolamento elétrico. Este isolamento é afetado por muitos fatores, como a temperatura de trabalho, umidade, ambientes corrosivos e outros. Dentre todos os fatores, o mais importante é, sem dúvida, a temperatura de trabalho dos materiais empregados.

Cada material empregado como isolante tem uma certa temperatura de operação a qual suas funções são exercidas confiavelmente em um período suficientemente longo, compatível com a vida esperada da máquina. Um pequeno aumento da temperatura de operação reduz a vida útil do material do isolamento significativamente. A vida útil do isolamento refere-se ao envelhecimento gradual do material isolante que se torna ressecado, perdendo o poder isolante, até que não suporte mais a tensão aplicada e produza o curto-circuito, inutilizando o motor como um todo.

A experiência mostra que a vida do isolamento tem valores elevados se a sua temperatura for mantida abaixo de um certo limite. Acima deste valor limite, a vida útil da isolação torna-se cada vez mais curta à medida que a temperatura de trabalho aumenta. Este limite de temperatura é muito mais baixo que a temperatura de “queima” do isolante e depende da classe do isolamento (para o motor a ser analisado no presente trabalho, a classe do isolamento é a classe F, que admite temperatura do ponto mais quente de 155 °C). Por esta razão, o que limita a carga máxima admissível em uma máquina elétrica é a temperatura admitida pelos materiais do isolamento utilizados. Isto destaca a importância da exata predição da temperatura de operação das diversas partes da máquina.

Assim como a redução da vida útil do sistema de isolamento, um aumento excessivo da temperatura de operação da máquina pode também afetar desfavoravelmente os componentes mecânicos. Por exemplo, um comutador pode perder sua forma geométrica regular, uma junta soldada pode quebrar, um rolamento pode falhar, etc. Isto, novamente, enfatiza a importância do projeto térmico de tais equipamentos.

O projeto térmico de máquinas elétricas invoca não somente o projeto do sistema de isolamento, mas também do sistema de resfriamento e ventilação. O objetivo do resfriamento e ventilação está intimamente ligado ao tipo de

enclausuramento utilizado na máquina elétrica. Enquanto o sistema de resfriamento é responsável por estabilizar a temperatura das várias partes da máquina, o enclausuramento fornece proteção a ela contra efeitos nocivos. Em anos recentes, o projeto térmico de máquinas elétricas tem sido visto com muito interesse, de forma a possibilitar uma melhor utilização de materiais ativos da máquina sem a deterioração do seu rendimento.

Muitas metodologias são usadas para prever a distribuição de temperatura de um motor elétrico. Porém, a complexidade do sistema em estudo, as diversas fontes de calor distribuídas e os diferentes materiais que compõem um motor elétrico dificultam sua solução.

Modelos térmicos baseados em circuitos elétricos equivalente que exploram os conceitos físico e matemático da resistência térmica para modelar a transferência de calor e prever a distribuição de temperatura em um motor elétrico de indução são comumente encontrados na literatura.

Um bom exemplo para citar a aplicação deste modelo térmico para o projeto de resfriamento de máquinas de indução industriais é o trabalho de Mellor et al. (1991), onde o motor de indução foi dividido em dez regiões e o circuito térmico resultante contém um número igual de nós. O valor do coeficiente de transferência de calor por convecção entre a carcaça e o ar externo foi determinado diretamente por testes experimentais. Os coeficientes de transferência de calor por convecção livre e forçada foram determinados pelo teste com rotor bloqueado reduzida a voltagem e pelo teste com carregamento constante, respectivamente. Após o equilíbrio térmico alcançado, o coeficiente de transferência de calor foi obtido pela diferença de temperatura carcaça-ambiente e das perdas do motor. Obviamente, a determinação dos coeficientes de transferência de calor por testes somente é possível para máquinas existentes.

Mukhopadhyay e Pal (1998), estimaram a distribuição de temperatura de um motor de indução usando um modelo térmico com fontes de calor distribuídas. Este modelo combinou parâmetros térmicos distribuídos e agregados obtidos das dimensões do motor e outras constantes térmicas. O modelo utilizou resistências, e capacitâncias térmicas distribuídas com fontes de calor alocadas convenientemente em pontos nodais. O modelo pode prever tanto o acréscimo da temperatura em regime transiente, quanto a sua distribuição de temperatura em regime permanente. Para a transferência de calor da carcaça para o exterior, os autores utilizaram um coeficiente de transferência convectiva de calor escolhido como sendo  $97,1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ . No contato entre a chapa do estator e a carcaça, a resistência térmica foi calculada por  $R_{1c} = r_{1c} / A_c$ , onde  $r_{1c}$  é a resistência térmica de contato que depende dos materiais envolvidos, rugosidade das superfícies, pressão de contato, espaços vazios ocupados e temperatura;  $A_c$  é a área de contato. O valor de  $r_{1c}$  foi escolhido como sendo  $0,0005 \text{ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C)/W}$ . O modelo foi aplicado para um motor de indução trifásico pequeno (1,5 kW e 415 V). Os resultados previstos pelo modelo foram confirmados por dados de temperatura experimentais da carcaça e bobina do motor.

Outro exemplo desta metodologia é o trabalho de Bousbaine (1999), que modelou termicamente um motor de indução utilizando parâmetros agregados da máquina. O modelo baseou-se em dados dimensionais, constantes térmicas e físicas, e características de transferência de calor ou experimentais ou publicadas na literatura. Para analisar os processos de transferência de calor na máquina elétrica, uma geometria idealizada foi escolhida e dividida em elementos básicos agregados. No cálculo das resistências térmicas equivalentes do modelo alguns coeficientes térmicos foram necessários. Dependendo da natureza do coeficiente, estes foram obtidos experimentalmente ou analiticamente. Os resultados do modelo térmico foram checados com dados experimentais de temperatura obtidos em um motor de indução trifásico TEFC de 4 kW, 4 pólos e 415 V. Os resultados se mostraram concordantes e a maior discrepância ocorreu na interface entre a cabeça da bobina e o ar onde possivelmente os efeitos da convecção não foram adequadamente quantificados.

Dentre todos estes trabalhos apresentados nenhum deles apresenta uma metodologia que possibilite a obtenção do coeficiente de transferência de calor da superfície externa do motor para que este possa ser utilizado genericamente. Trata-se de motores de potências distintas e seus modelos utilizam diferentes valores de coeficientes de transferência de calor da carcaça para o ambiente, obtidos experimentalmente através da elevação da temperatura da carcaça e das perdas elétricas que atuam no interior do motor.

Hay et al. (1993) realizaram um trabalho que discute as diversas situações de transferência de calor que existem em varias partes de um motor elétrico de indução, e sugerem algumas correlações para cada situação. Porém, para a transferência de calor na superfície externa aletada do motor não existe sugestão alguma. Eles afirmam que para a determinação deste coeficiente é necessário o conhecimento da configuração do escoamento que incide sobre a superfície externa aletada do motor. A maior dificuldade é que o ar que provem do ventilador tem uma rotação significativa, e que o escoamento que incide sobre as aletas possui um ângulo que gera o espalhamento deste escoamento.

O presente artigo apresenta o desenvolvimento de um circuito térmico híbrido para analisar a distribuição de temperatura em um motor elétrico. O modelo térmico híbrido consiste em um circuito térmico equivalente que envolve a combinação de parâmetros térmicos globais do motor com parâmetros térmicos distribuídos nas diferentes partes da máquina.

Na análise da distribuição de temperatura é de fundamental importância para o sucesso do modelo o conhecimento de dois parâmetros principais: a distribuição das perdas internas (fontes de calor) envolvidas na máquina, e os coeficientes convectivos de transferência de calor entre as superfícies sólidas e o ar.

As perdas internas envolvidas na máquina são avaliadas através de cálculos e softwares eletromagnéticos utilizados simultaneamente com ensaios elétricos específicos e distribuídas no estator e no rotor.

Já os cálculos dos coeficientes convectivos de transferência de calor usados no modelo são obtidos por correlações específicas simplificadas para cada caso, avaliando a geometria envolvida, as condições do escoamento do fluido adjacente, e as propriedades termofísicas do fluido. O coeficiente de transferência de calor que mais influencia a distribuição de temperatura é o coeficiente de transferência de calor da superfície externa aletada do motor, já que cerca de 75% de todo o calor gerado no interior do motor elétrico de indução é dissipado por esta região, conforme observado por Yoon et al. (1997).

Para garantir a validação do modelo desenvolvido buscou-se aqui a solução detalhada do escoamento e da transferência de calor da superfície externa do motor através de modelos numéricos, permitindo, além da obtenção da correlação apropriada, identificar a importância do direcionamento do ar responsável pela transferência de calor da superfície no resfriamento do motor.

## 2. Parâmetros térmicos globais

O calor gerado internamente no motor é transferido internamente de uma parte da máquina para outra, e para o meio externo pela associação dos processos de condução, convecção e radiação. A condução é o mecanismo predominante na transferência de calor do ponto de geração para a superfície externa. Da superfície externa para o ambiente atuam a convecção e a radiação.

Todos estes mecanismos de transferência de calor são introduzidos no circuito térmico equivalente por intermédio de resistências térmicas associadas à parte do motor e a cada modo de transferência de calor.

## 3. Parâmetros térmicos distribuídos

A divisão de uma máquina elétrica em componentes elementares fornece simplicidade ao modelo e qualidade na informação obtida. Para a análise da transferência de calor em um motor elétrico de indução, deve-se idealizar uma geometria e dividi-la levando em consideração os seguintes aspectos:

- temperaturas que se deseja obter;
- perdas internas (fontes de calor);
- propriedades físicas;
- parâmetros geométricos.

O presente modelo foi idealizado dividindo o motor nos seguintes elementos térmicos básicos (componentes), conforme mostrado na Fig. 1: (1) eixo, (2) coroa do rotor, (3) ranhuras do rotor, (4) conjunto de barras do rotor, (5) anel de curto, (6) dentes do estator, (7) coroa do estator, (8) enrolamento de cobre, (9) isolantes, (10) cabeça da bobina, (11) tampas, (12) carcaça. Para cada elemento, resistências térmicas foram definidas levando em conta os parâmetros geométricos e propriedades físicas dos materiais envolvidos.

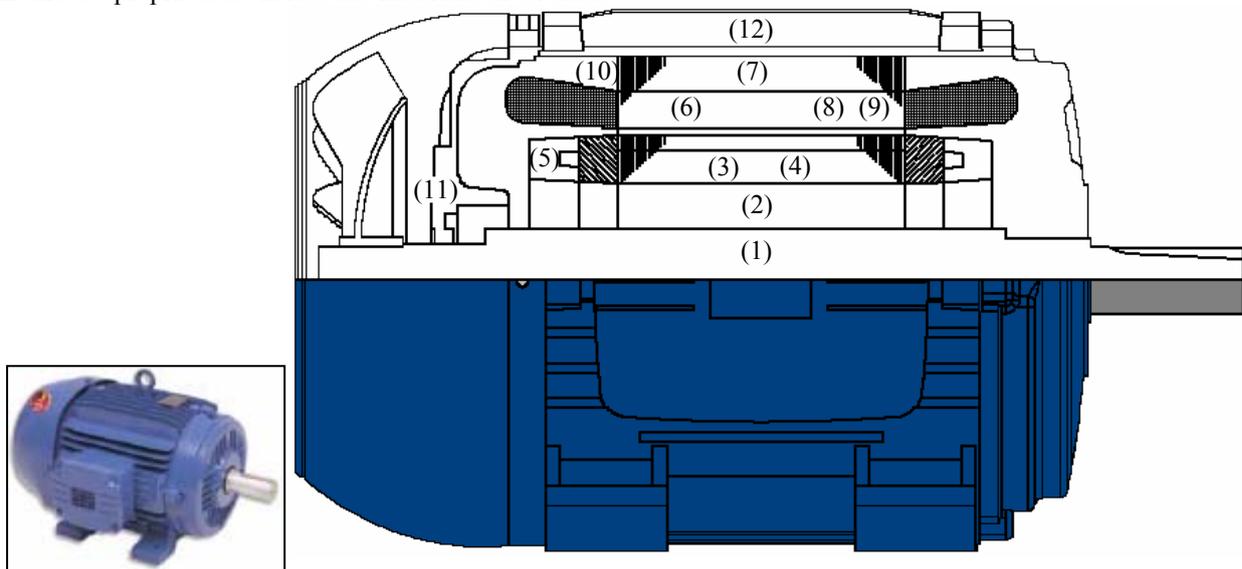


Figura 1. Subdivisão do motor em elementos térmicos básicos.

## 4. Formulação do modelo térmico híbrido

Em regime permanente, a forma apropriada da equação da condução de calor é:

$$k_x \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + k_y \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + q^* = 0 \quad (1)$$

onde  $k_x$  e  $k_y$  são as condutividades térmicas ao longo da direção  $x$  e  $y$ , respectivamente,  $T$  é a temperatura,  $q^*$  é a geração interna de calor por unidade de volume.

A Equação 1 pode ser expressa para um ponto nodal central 1, em termos dos pontos nodais adjacentes 2, 3, 4 e 5, como:

$$\frac{T_2 - T_1}{R_1} + \frac{T_3 - T_1}{R_2} + \frac{T_4 - T_1}{R_3} + \frac{T_5 - T_1}{R_4} + q_0 = 0 \quad (2)$$

onde  $T_i$  representa a temperatura no ponto nodal  $i$ ,  $q_0$  é a fonte de calor no ponto nodal  $i$ , e  $R_i$  representa a resistência térmica entre os pontos  $i$  e  $i+1$ .

Desta forma, pontos nodais são atribuídos a diferentes elementos do motor, e as resistências térmicas, determinadas para cada elemento, são localizadas entre os pontos nodais. A localização correta das fontes de calor (perdas internas do motor) é de fundamental importância para o sucesso do modelo. Uma vez que tais fontes de calor encontram-se distribuídas, cuidados especiais precisam ser tomados na correta localização das mesmas, conforme explorado posteriormente.

As resistências térmicas envolvidas no modelo são equacionadas segundo o mecanismo de transferência de calor, podendo ser uma resistência térmica de condução, convecção, ou radiação.

O modelo térmico híbrido desenvolvido para determinar a distribuição de temperatura nos diferentes componentes do motor é mostrado na Fig. 2.

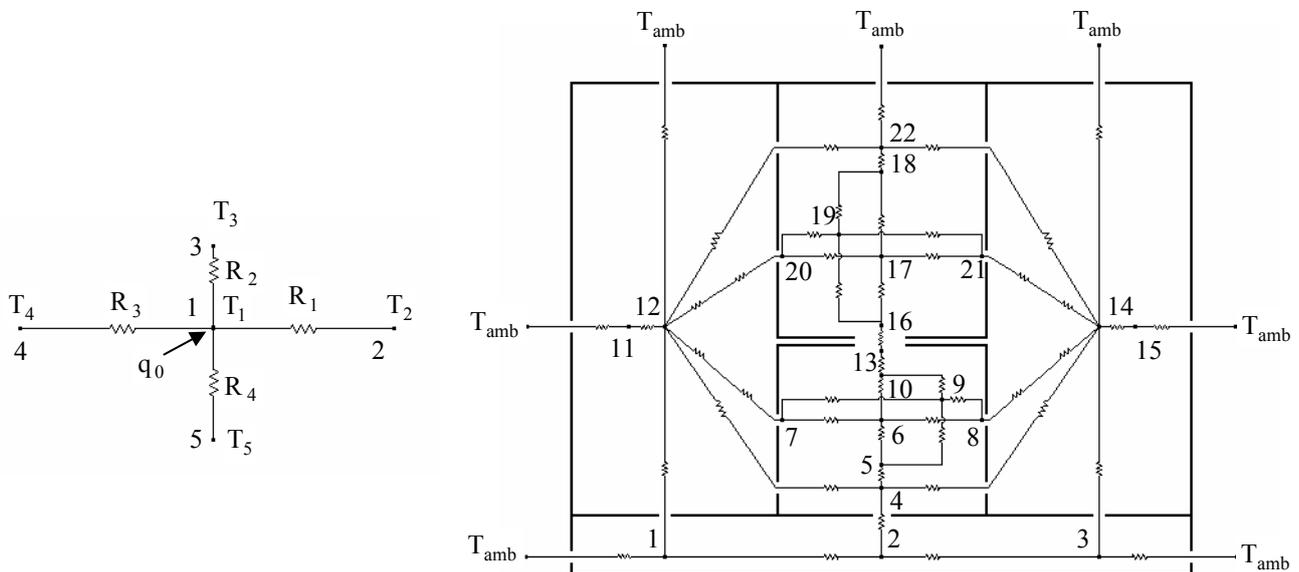


Figura 2. Modelo Térmico Híbrido do motor de indução.

O nível de detalhamento do modelo é determinado pelo número de pontos nodais. Para cada ponto nodal uma equação similar a Eq. 2 é utilizada para determinar o valor de temperatura neste ponto. Quanto maior o nível de detalhamento, maior o número de equações a serem resolvidas.

No presente estudo é assumido que o motor possui simetria axial e portanto apenas as direções axial e radial são consideradas para a transferência de calor.

## 5. Transferência de calor por condução

O motor pode ser considerado como a combinação de cilindros coaxiais concêntricos (eixo, coroa do rotor, coroa do estator e carcaça) e segmentos de arco cilíndricos (conjunto de barras do rotor, ranhuras do rotor, dentes do estator, enrolamento de cobre e isolantes).

Desde que a variação de temperatura circunferencial seja desprezada, o que é correto afirmar em uma primeira aproximação, a transferência de calor por condução é somente nas direções radial e axial. Assumindo que o fluxo de calor nestas direções são completamente independentes, o modelo térmico é composto por resistências térmicas radiais (em todos os componentes citados acima) e resistências térmicas axiais (que além dos citados acima, inclui-se o anel de curto, a cabeça de bobina e as tampas).

Para o modo de transferência de calor por condução, as resistências térmicas radiais e axiais dependem das dimensões do componente e da condutividade térmica do material usado (dimensão analisada para um quadrante do

motor). As expressões utilizadas no cálculo destas resistências são da forma  $R_r = \ln(r_e/r_i)/((\pi/2) \cdot k_r \cdot L)$  e  $R_a = L/(k_a \cdot A_a)$ , respectivamente, para as direções radial e axial.

Para a resistência avaliada no eixo do motor utiliza-se uma metodologia particular, onde a equação da condução é resolvida analiticamente, conforme em Voigdlener (2004).

A Tabela 1 apresenta os valores de condutividade térmica usados no equacionamento das resistências térmicas de condução para cada componente do motor. Os valores de condutividade térmica foram obtidos de Incropera e De Witt (1992), exceto para o aço usicore e os isolantes que foram obtidos a partir de informações disponibilizadas pelos fabricantes.

Para os pacotes de chapas laminadas do estator e rotor (Aço Usicore 360I) assumiu-se que estes seriam corpos homogêneos com condutividade térmica anisotrópica. Os valores das condutividades térmicas na direção axial ( $k_r$  e  $k_a$ ) foram obtidos de Bousbaine (1999).

Um outro aspecto importante na transferência de calor por condução se refere às resistências térmicas de contato. As resistências térmicas de contato são difíceis de serem determinadas e têm sido objeto de extensa investigação. A resistência térmica de contato estator-carcaça impede a transferência de calor entre as principais fontes térmicas (enrolamento e chapas) e o meio ambiente. Portanto, esta tem um apreciável efeito na distribuição de temperatura do motor e não pode ser ignorada.

Esta resistência térmica de contato é uma função principalmente das características físicas e mecânicas das duas superfícies, da força de compressão na qual o estator e a carcaça estão unidos, e da temperatura média de operação do motor. Valores medidos de resistências térmicas de contato entre pacotes de chapas (representando o estator) e blocos contínuos (representando a carcaça) submetidos a diferentes condições podem ser encontrados em Hamdi (1994). Três pacotes de chapas com valores de pressão de empacotamento (pressão na qual o pacote de chapas é prensado) de 0,28, 0,56 e 0,84 N/mm<sup>2</sup> foram usados neste trabalho. As medidas foram obtidas para as seguintes condições superficiais dos pacotes de chapas: (1) superfície limpa, (2) superfície corroída e (3) superfície usinada. A pressão de contato entre os pacotes e os blocos (estator e carcaça) foi variada entre o peso de contato (considerado zero) e 0,7 N/mm<sup>2</sup>.

A variação da resistência térmica de contato com a temperatura de operação foi cerca de +1,5% para a variação de 70 a 130 °C. Tal valor é menor do que a incerteza com que a resistência térmica de contato é reportada, e em geral pode ser ignorada a influência da temperatura de operação.

A resistência térmica de contato utilizada no presente modelo foi avaliada a partir dos dados referentes a superfícies corroídas, por ser uma hipótese mais conservadora e comum. Uma expressão que possibilita a determinação da resistência térmica de contato em função das pressões de empacotamento e de contato é:

$$r_c = [54,60 - 72,14 \cdot (p_{emp}) + 36,99 \cdot (p_{emp})^2 - 21,14 \cdot (p_c) + 32,91 \cdot (p_{emp}) \cdot (p_c) - 11,84 \cdot (p_{emp})^2 \cdot (p_c)] \times 10^{-4} \quad (3)$$

onde  $r_c$  é a resistência térmica de contato ((m<sup>2</sup>·°C)/W),  $p_{emp}$  é a pressão de empacotamento (N/mm<sup>2</sup>), e  $p_c$  é a pressão de contato (N/mm<sup>2</sup>). A Equação 3 somente é válida para pressões de empacotamento na faixa de 0,28 a 0,84 N/mm<sup>2</sup> e pressões de contato na faixa de 0 a 0,7 N/mm<sup>2</sup>.

Tabela 1. Condutividades térmicas usadas no modelo.

Componente(s)	Material	Condutividade Térmica (W/m.K)
Eixo	Aço 4140	$k_e = 42$
Coroa/ranhuras do rotor Dentes/coróa do estator	Aço Usicore 360I (radial/axial)	$kr_r = 39 / ka_r = 1,8$ $kr_{es} = 39 / ka_{es} = 1,8$
Conjunto de barras do rotor Anel de curto	Alumínio	$k_{Al} = 204$
Enrolamento de cobre Cabeça da bobina	Cobre	$k_{Cu} = 385$
Isolantes	Classe F	$k_F = 0,13$
Carcaça Tampas	Ferro Fundido	$k_{ca} = 49$ $k_{tp} = 49$

## 6. Transferência de calor por convecção

No motor a transferência de calor por convecção ocorre entre a carcaça e o ar, nas superfícies interiores e exteriores às tampas, e entre as ranhuras do rotor e os dentes do estator (distância chamada de entreferro).

Para o modo de transferência de calor por convecção, as resistências térmicas entre a superfícies sólida exposta e o fluido interno ou externo são definidos como  $R_{conv} = 1/(hA)$ , onde  $h$  é o coeficiente de transferência de calor, e  $A$  é a área exposta ao fluido.

A resistência térmica entre uma superfície aletada, como a carcaça, e um fluido adjacente, é avaliada mediante uma eficiência global da superfície  $\eta_o$ , além das características relatadas acima,

$$R_{conv\_ext03} = \frac{1}{h_{ext03} \cdot A_t \cdot \eta_o}, \eta_o = 1 - \frac{A_f \cdot N_f}{A_t} \cdot (1 - \eta_f) \quad (4)$$

onde  $A_f$  é a área da superfície aletada,  $A_t$  é a área total da superfície de troca de calor,  $\eta_f$  é a eficiência da aleta e  $N_f$  é o número de aletas.

O coeficiente de transferência de calor varia em função da posição e é de difícil determinação, dependendo dos dados geométricos da superfície, da direção e velocidade do escoamento, e das características do fluido (temperatura, viscosidade, condutividade térmica, calor específico).

O cálculo dos coeficientes de transferência convectiva usados no modelo foram obtidos por correlações específicas para cada caso, avaliando a geometria envolvida, as condições do escoamento do fluido adjacente e as propriedades termofísicas do fluido. A Tabela 2 apresenta os coeficientes de transferência convectiva usados.

Tabela 2. Coeficientes de convecção usados no modelo considerando o motor em estudo.

Superfície Analisada	Fluido	Coeficiente de Convecção (W/m <sup>2</sup> K)
Interna as tampas	Ar interno	$h_{int} = 41$
Entreferro	Ar interno	$h_{entfe} = 60$
Externa à tampa traseira	Ar externo	$h_{ext01} = 49$
Externa à tampa dianteira	Ar externo	$h_{ext04} = 5$
Ponta dianteira do eixo	Ar externo	$h_{ext05} = 63$

## 7. Escoamento e transferência de calor na superfície externa do motor

Uma das vantagens de um modelo como este é permitir que a importância de cada resistência no desempenho térmico do motor possa ser avaliada. Neste contexto, diferentes simulações foram realizadas onde o valor de cada resistência foi arbitrariamente aumentado (em um segundo momento também diminuído) de 50% mantendo as demais resistências inalteradas. Tais simulações permitiram concluir que o coeficiente de transferência de calor da carcaça para o ar ambiente é o parâmetro que mais afeta as temperaturas no interior do motor.

Os resultados obtidos por tais simulações indicam que, a exemplo do projeto de dissipadores em componentes eletrônicos, as aletas e o sistema direcionador de ar devem ser otimizados para que os motores elétricos possam vir a operar com cargas mais elevadas. Tais observações motivaram a utilização da experimentação numérica em mecânica dos fluidos e transferência de calor, na tentativa de prever com uma melhor exatidão o escoamento e a transferência de calor na superfície externa do motor em estudo. Esta avaliação utilizou um programa comercial de experimentação numérica em mecânicas dos fluidos e transferência de calor baseado no método dos volumes finitos (Fluent versão 6.0.12).

Inicialmente foi realizada a avaliação do escoamento no interior da caixa defletora do ventilador prevendo assim, a orientação e a magnitude da velocidade do ar que é forçado sobre a carcaça aletada e que influenciará a dissipação de calor da superfície externa do motor. Algumas considerações foram necessárias visando modelar o escoamento e a transferência de calor no interior do conjunto caixa defletora e na superfície externa do motor: (1) Escoamento tridimensional e em regime permanente, (2) Escoamento incompressível, (3) Forças de campo desprezadas e (4) Escoamento turbulento (modelo k-ε RNG).

A investigação do escoamento no interior do conjunto caixa defletora utilizou como geometria computacional a original da caixa defletora do motor elétrico de indução em estudo (Fig. 3). A solução do sistema de equações que descreve o escoamento no interior do conjunto caixa defletora requer o conhecimento das condições que predominam nas suas fronteiras. Nas fronteiras sólidas estacionárias predominam as condições de impermeabilidade e não escorregamento para a velocidade. Nas fronteiras sólidas em movimento (pás do ventilador) definiu-se uma velocidade rotacional (rotação do campo girante da máquina). Na fronteira de entrada é estabelecida a condição de fluxo de massa prescrita, obtido de um ensaio experimental de vazão. Por fim, na fronteira de saída é estabelecida uma condição de pressão prescrita (pressão atmosférica).

As Figuras 4a, 4b e 4c mostram os campos de velocidade para a rotação nominal do motor na direção axial, na direção tangencial e na direção radial na saída do conjunto caixa defletora, respectivamente. Seus valores médios ficam em torno de 13,4 (m/s) na direção axial, 12,1 (m/s) na direção tangencial e 0,1 (m/s) na direção radial. Portanto, observa-se que na saída do conjunto caixa defletora a componente tangencial do vetor velocidade possui a mesma

ordem de magnitude da componente axial. Estes campos serão utilizados como condição de contorno de entrada do escoamento na superfície externa do motor, cuja geometria é apresentada na Fig. 5.

Tendo avaliado o escoamento no interior da caixa defletora, prevendo assim o campo de velocidade na saída da mesma, contornou-se uma das principais dificuldades na estimativa da transferência de calor da superfície externa, já que o escoamento que varre esta superfície depende da intensidade e do ângulo de entrada do ar insuflado pelo ventilador.

As demais condições de fronteira necessárias para a solução do escoamento e da transferência de calor na superfície externa do motor são descritas a seguir. No diâmetro interno da carcaça predomina a condição térmica de fluxo de calor constante, correspondente a 75% do valor total das perdas internas do motor, prescrito uniformemente sobre esta superfície. As fronteiras de interface entre a carcaça e as tampas recebem a condição de fronteira isolada. A fronteira de interface sólido-fluido recebe como condição de contorno adicional a emissividade da superfície radiante ( $\epsilon = 0,98$ ). Na região de saída do escoamento se impõe uma condição de pressão prescrita, com valor igual à pressão atmosférica.

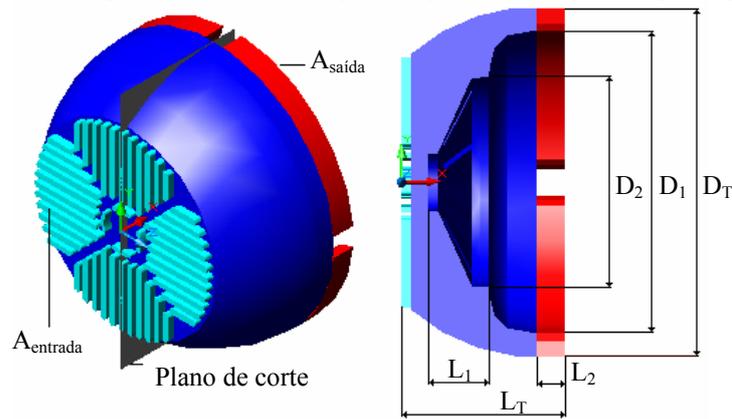


Figura 3. Geometria utilizada na simulação do conjunto caixa defletora.

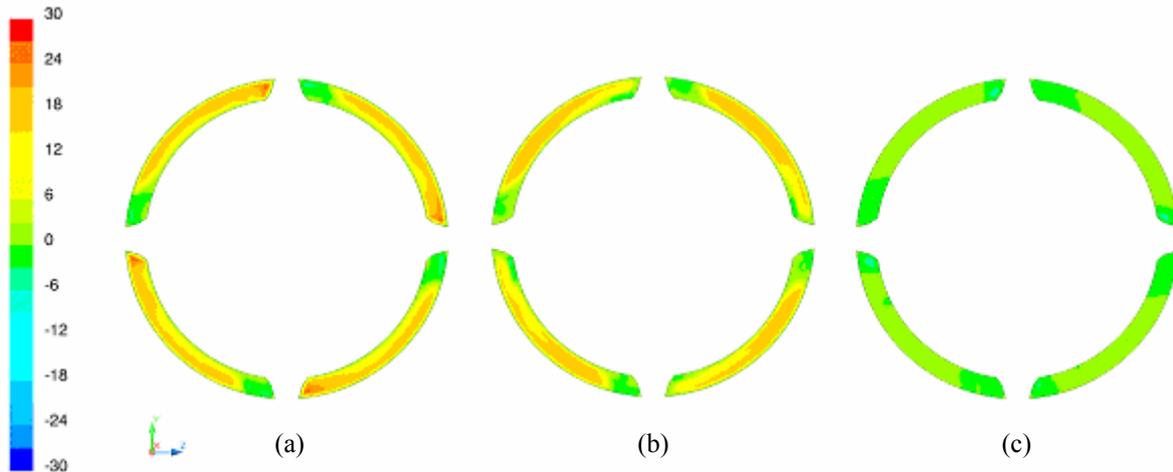


Figura 4. Campo de velocidade na saída do conjunto caixa defletora com rotação nominal: (a) direção axial (m/s), (b) direção tangencial (m/s) e (c) direção radial (m/s).

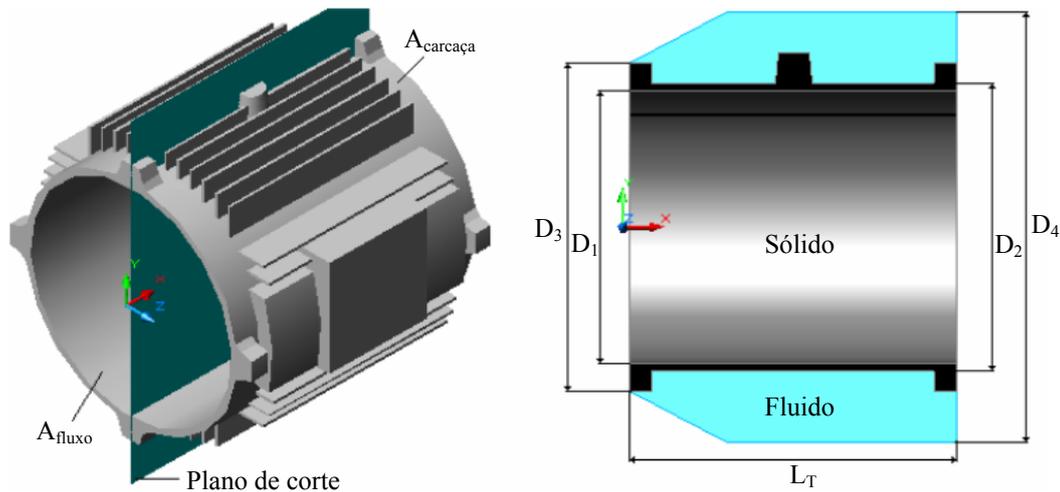


Figura 5. Geometria utilizada na simulação da superfície externa do motor.

A Figura 6 mostra o campo de temperatura na superfície externa do motor em estudo. As setas mostradas nesta figura indicam a direção do escoamento de ar saindo do conjunto caixa defletora. Devido à presença marcante da componente tangencial da velocidade neste escoamento incidente, o ar resfriado não alcança o centro, nem mesmo a parte posterior da carcaça, elevando sensivelmente a temperatura nestas regiões. Nesta figura também pode ser observado o efeito da bolacha de fixação da tampa traseira e da caixa de ligação do motor. O escoamento de ar sendo obstruído por esses elementos reduz drasticamente a dissipação de calor nas regiões atrás dos mesmos. De acordo com a média ponderada pelas áreas das faces, o valor da temperatura média na carcaça do motor é igual a  $T_{ca} = 79,8 \text{ }^\circ\text{C}$ . O coeficiente médio de transferência de calor na superfície externa, parâmetro necessário para o modelo térmico desenvolvido, pode ser computado através da razão entre fluxo de calor que atravessa a carcaça e a diferença de temperatura média entre a carcaça e a ambiente,  $h = q''/(T_{ca}-T_{amb})$ ; onde  $T_{amb}$  é  $32,8 \text{ }^\circ\text{C}$ . Como não existe transferência de calor da carcaça para as tampas (condição de fronteira isolada), o fluxo de calor que atravessa a carcaça é computado pela razão entre a porcentagem assumida das perdas internas (75%) e a área total da carcaça. Portanto, o coeficiente médio de transferência de calor da superfície externa do motor é  $h_{ext03} = 45,7 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$ .

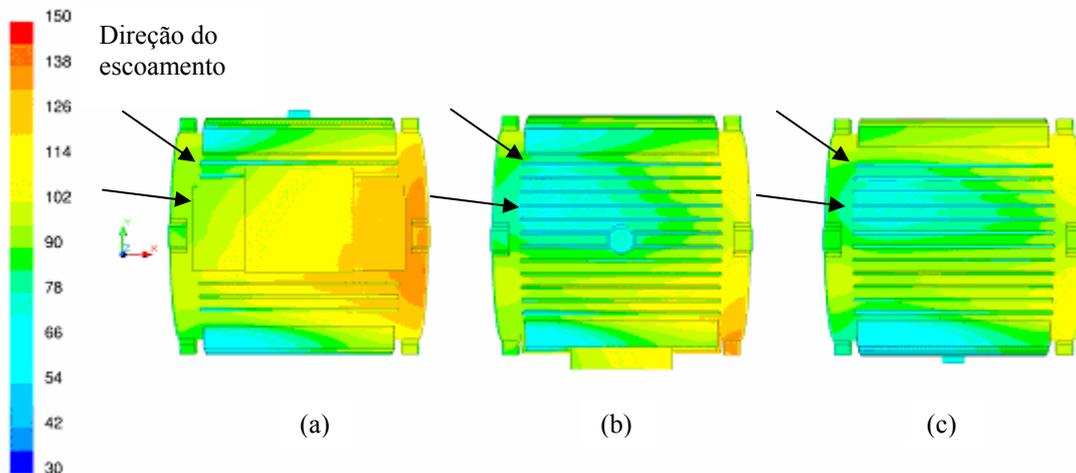


Figura 6. Campo de temperatura ( $^\circ\text{C}$ ) na carcaça do motor: (a) direita; (b) topo; (c) esquerda.

## 8. Fontes de calor distribuídas (perdas internas)

A potência útil fornecida pelo motor na ponta do eixo é menor que a potência que o motor absorve da linha de alimentação, isto é, o rendimento do motor é sempre inferior a 100%. A diferença entre as duas potências representa as perdas que são transformadas em calor, o qual aquece os enrolamentos e deve ser dissipado para fora do motor, evitando a elevação excessiva de temperatura.

Na análise da distribuição da temperatura é de fundamental importância o conhecimento preciso da localização e distribuição das perdas (fontes de calor) envolvidas na máquina. É bom lembrar que os valores das perdas e suas respectivas posições na geometria do motor elétrico são dados de entrada do modelo e devem ser conhecidos a priori. A

quantificação destas perdas é obtida através de cálculos e softwares eletromagnéticos utilizados simultaneamente com ensaios elétricos específicos

### 8.1. Perdas joule nos enrolamentos de cobre do estator ( $P_{j1}$ )

Tais perdas são resultantes da circulação da corrente nos condutores dos enrolamentos, e ocasionam o aquecimento dos mesmos. São calculadas pelo produto da resistência do enrolamento pelo quadrado da corrente.

### 8.2. Perdas joule no conjunto de barras do rotor ( $P_{j2}$ )

Estas perdas estão associadas à potência transferida do enrolamento do estator ao rotor através do entreferro. São determinadas pela diferença entre a potência absorvida da rede, e as perdas joule no estator e as perdas no ferro do estator, multiplicadas pelo escorregamento. Se o motor gira a uma velocidade diferente da velocidade síncrona, ou seja, diferente da velocidade do campo girante, as barras do rotor "cortam" as linhas de força magnética do campo e, pelas leis do eletromagnetismo, circularão no mesmo correntes induzidas. Quando a carga é zero (motor em vazio) o rotor girará praticamente com a rotação síncrona. À medida que a carga aumenta, cai a rotação do motor. A diferença entre a velocidade do motor e a velocidade síncrona é o escorregamento.

### 8.3. Perdas suplementares ( $P_s$ )

As perdas suplementares são causadas pela força magnetomotriz da corrente de carga, a qual desvia uma quantidade de fluxo magnético em vazio para o fluxo de dispersão, criando pulsações de fluxo e perdas por correntes parasitas nas laminações, nos condutores, e nas partes metálicas adjacentes. Estas perdas são consideradas suplementares porque geralmente o procedimento de cálculo não leva em consideração seus efeitos. Através do método direto de ensaio as perdas suplementares são definidas como sendo a diferença entre potência absorvida e demais potências (perdas joules, perda no ferro, perdas mecânicas e potência útil).

### 8.4. Perdas no ferro ( $P_{fe}$ )

As perdas no ferro consistem das perdas por histerese e correntes de Foucault que se originam da variação de densidades do fluxo e das características intrínsecas das chapas magnéticas. As perdas por correntes de Foucault dependem do quadrado da densidade de fluxo, da frequência, e da espessura das chapas. A variação das perdas por histerese pode ser expressa somente por uma equação empírica. A Figura 7 mostra a localização de cada perda no modelo. A Tabela 3 apresenta o valor das perdas obtidas por ensaios elétricos para o motor em estudo.

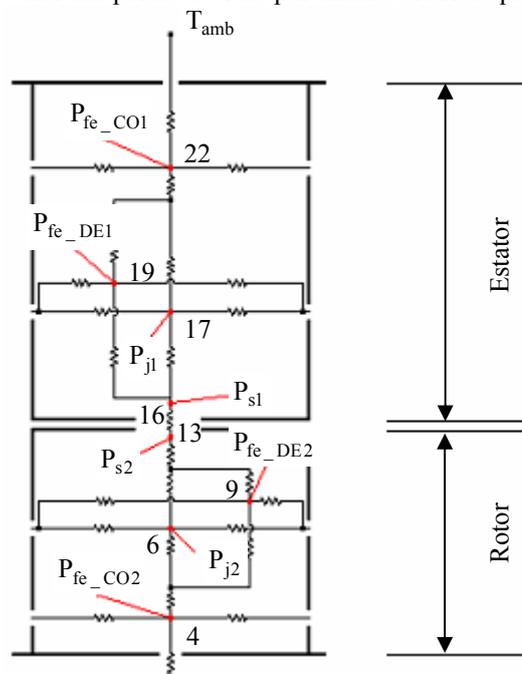


Figura 7. Fontes de calor no Modelo Térmico Híbrido.

Tabela 3. Perdas internas usadas no modelo.

Localização das Perdas	Simbologia	Valor (W) por Quadrante
Perda Joule no Estator	$P_{j1}$	271,8
Perda Joule no Rotor	$P_{j2}$	153,1
Perda Suplementar no Estator	$P_{s1}$	21,6
Perda Suplementar no Rotor	$P_{s2}$	86,6
Perda no Ferro nos Dentes do Estator	$P_{fe\_DE1}$	61,9
Perda no Ferro nas Ranhuras do Rotor	$P_{fe\_DE2}$	30,3
Perda no Ferro na Coroa do Estator	$P_{fe\_CO1}$	161,2
Perda no Ferro na Coroa do Rotor	$P_{fe\_CO2}$	0,75

## 9. Solução do Modelo Térmico Híbrido

O Modelo Térmico Híbrido utilizado no presente trabalho é representado por vinte e dois pontos nodais, Fig. 3, onde nove representam temperaturas médias de elementos ( $T_2$  – eixo,  $T_4$  – coroa do rotor,  $T_6$  – conjunto de barras do rotor,  $T_9$  – ranhuras do rotor,  $T_{11}$  – ar interno à tampa traseira,  $T_{15}$  – ar interno à tampa dianteira,  $T_{17}$  – enrolamentos de cobre do estator,  $T_{19}$  – dentes do estator,  $T_{22}$  – coroa do estator), e o restante dos pontos representam temperaturas entre elementos.

## 10. Resultados

O modelo apresentado foi aplicado para um motor de indução trifásico em gaiola. Os detalhes de especificação do motor são: Potência = 50cv (36,8kW), Pólos = 4, Frequência = 60Hz, Tensão = 440V, Corrente = 61,68A (100% de Carga), Rotação = 1769rpm (100% de Carga), Isolação = Classe F, Ligação = Triângulo, Número de Dentes no Estator = 48, Número de Ranhuras no Rotor = 40, Entreferro = 0,8mm.

A Tabela 4 mostra a comparação entre temperaturas computacionais previstas pelo modelo e temperaturas experimentais com o motor em 100% de carga. As medições de temperatura foram obtidas por termopares instalados no interior do motor. Utilizou-se nos experimentos termopares do tipo T e os sinais foram capturados e monitorados por registradores multipenas YOKOGAWA, modelo LR8100.

Tabela 4. Comparação entre temperaturas previstas pelo modelo e temperaturas medidas.

	Experimental (°C)	Modelo Térmico (°C)	Erro Absoluto (°C)
Temperatura superficial da carcaça, $T_{25}$	78,6	77,3	1,3
Temperatura no interior da carcaça, $T_{24}$	80,7	79,3	1,4
Temperatura no diâmetro externo do estator, $T_{23}$	90,6	89,0	1,6
Temperatura no centro da coroa do estator, $T_{22}$	94,5	92,8	1,7
Temperatura na cabeça da bobina dianteira, $T_{21}$	111,9	110,8	1,1
Temperatura na cabeça da bobina traseira, $T_{20}$	111,9	109,6	2,3
Temperatura no centro dos dentes do estator, $T_{19}$	100,1	98,7	1,4
Temperatura no diâmetro interno da coroa do estator, $T_{18}$	100,5	96,2	4,3
Temperatura no centro do enrolamento de cobre, $T_{17}$	111,9	113,1	-1,2
Temperatura ambiente, $T_{amb}$		32,8	

## 11. Conclusões

Este artigo apresentou o desenvolvimento de um modelo térmico híbrido para analisar a distribuição de temperatura em um motor elétrico. O modelo baseou-se em um circuito térmico equivalente que envolveu a combinação de parâmetros térmicos globais com parâmetros térmicos distribuídos nas diferentes partes da máquina. Todos os mecanismos de transferência de calor foram introduzidos no circuito térmico equivalente por intermédio de resistências térmicas associadas a cada parte do motor e a cada modo de transferência de calor.

O conhecimento do comportamento térmico do motor elétrico é fundamental para seu aperfeiçoamento, e é por esta razão que o desenvolvimento de modelos matemáticos, como o apresentado aqui, é de suma importância. O modelo proposto para a realização da análise do comportamento térmico do motor é bastante simples de ser resolvido, porém seu desenvolvimento necessitou da correta predição de inúmeras correlações aplicáveis somente a este tipo específico de problema.

Um estudo realizado a partir dos resultados preliminares, ainda na fase inicial de desenvolvimento, mostrou a importância do conhecimento mais detalhado da transferência de calor entre o motor e o ambiente externo. Verificou-se que, devido à particularidade do problema em questão, correlações comumente encontradas na literatura não reproduziam o comportamento térmico esperado.

Portanto, uma segunda etapa do trabalho consistiu na solução detalhada do escoamento e da transferência de calor da superfície externa do motor através de modelos numéricos, permitindo, além da obtenção da correlação apropriada, identificar a importância do direcionamento do ar responsável pela transferência de calor da superfície aletada, no resfriamento do motor.

De uma maneira geral a concordância entre os valores experimentais e numéricos apresentados na Tab. 4 é boa e se situa em torno de 2°C. A boa concordância entre os valores calculados e medidos indica que o modelo proposto reproduz razoavelmente bem a distribuição de temperatura no interior do motor elétrico.

Por fim, deve-se observar que as temperaturas obtidas com o modelo térmico híbrido foram determinadas sem qualquer ajuste artificial do modelo. Seja em relação aos valores das propriedades, das dimensões geométricas ou dos coeficientes de transferência de calor.

## **12. Referências**

- Bousbaine, A., 1999, "Thermal Modeling of Induction Motors Based on Accurate Loss Density Distribution", *Electric Machines and Power Systems*, Vol. 27, pp. 311-324.
- Hamdi, E. S., 1994, "Design of Small Electrical Machines", Ed. J. Wiley, Chichester, 260 p.
- Hay, N., et al., 1993, "Convection Heat Transfer Correlations Relevant to Cooling Situations in Electric Motors", *ASME Paper 93-WA/HT-18*.
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., 1992, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", John Wiley & Sons, Inc., 455 p.
- Mellor, P. H., Robert, D., and Turner, D. R., 1991, "Lumped Parameter Thermal Model for Electrical Machines of TEFC Design", *Proc. IEEE*, Vol. 183, No. 5, pp. 205-218.
- Mukhopadhyay, S. C., and Pal S. K., 1998, "Temperature Analysis of Induction Motors Using a Hybrid Thermal Model with Distributed Heat Sources", *Journal of Applied Physics*, Vol. 83, No. 11, pp. 6368-6370.
- Voigdlener, T., 2004, "Escoamento e Transferência de Calor em Motores Elétricos de Indução", *Dissertação (Mestrado em Engenharia e Ciências Térmicas) - Universidade Federal de Santa Catarina*, 157 p.
- Yoon, M. K., et al., 1997, "Numerical and Experimental Analysis of Temperature Distribution in TEFC Induction Motor", *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 21, No. 3, pp. 457-472

## **MODELLING AND SIMULATION OF HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW IN ELECTRICAL MOTORS**

### **Thiago Voigdlener**

Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Santa Catarina  
88040-900, Florianópolis, SC, Brazil  
Fone/Fax: (48) 334 5166  
e-mail: [thiago@polo.ufsc.br](mailto:thiago@polo.ufsc.br)

### **Alvaro T. Prata**

Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Santa Catarina  
88040-900, Florianópolis, SC, Brazil  
Fone/Fax: (48) 334 5166  
e-mail: [prata@polo.ufsc.br](mailto:prata@polo.ufsc.br)

**Abstract.** The ability to predict the temperature distribution of spinning electric machines is as important as the ability of predicting its performance. In spite of the importance of knowing the temperature inside spinning electrical machines the available literature lacks of methodologies that allow obtaining such information in a satisfactory manner, and making use of the state of art knowledge related to heat transfer and fluid flow. This work presents the development of a hybrid thermal model to analyze the temperature distribution in an induction motor, in a steady state operation. The hybrid thermal model is a combination of global thermal parameters and distributed parameters at different parts of the machine. The knowledge of losses distribution (heat sources) involved in the machine is essential in the construction and analysis of the thermal model, as well as determining the heat transfer convective coefficient on the external surface of the motor. In this paper, those losses are

evaluated through electrical tests and are distributed in both stator and rotor; and the convective coefficient analysis is based on the results from the numerical model through heat transfer and fluid flow simulations on the external surface of the motor, using finite volume method. The proposed model is applied to an induction motor (50cv, 440V, 4-pole and 3-phase). The model validation is obtained through experimental data of temperature measured at strategic points in the motor. Most temperatures are predicted with deviations between one and two degrees. Employing the hybrid thermal model a sensitivity analysis is performed indicating that the most critical parameter in cooling the motor is the convective heat transfer coefficient on its external surface. Measurements and calculations explore the non uniformity of the local heat transfer coefficient from the motor frame to the environmental air and its impact on the motor temperature.

Keywords: Hybrid Thermal Model, Induction Motor, Electrical Machines.