

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESCOAMENTO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR
EM MOTORES ELÉTRICOS DE INDUÇÃO**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

THIAGO VOIGDLENER

Florianópolis, fevereiro de 2004

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESCOAMENTO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR
EM MOTORES ELÉTRICOS DE INDUÇÃO**

THIAGO VOIGDLENER

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

**MESTRE EM ENGENHARIA
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA**

sendo aprovada em sua forma final.

ALVARO TOUBES PRATA, Ph. D. - Orientador

JOSÉ ANTÔNIO BELLINI DA CUNHA NETO, Dr. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

ANTÔNIO FÁBIO CARVALHO DA SILVA, Dr. Eng. - Presidente

CÉSAR JOSÉ DESCHAMPS, Ph. D.

RENATO CARLSON, Dr.

**“A pessoa que gosta de agir sem teoria
é qual marinheiro que sobe a bordo
de um navio sem leme e bússola
e nunca saberá onde aportar”**

Leonardo da Vinci

**Este trabalho é dedicado
aos meus pais, Walmor e Zitta,
e à minha irmã, Tatiana.**

Agradecimentos

Ao povo brasileiro, que através da Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - CAPES, financiaram este trabalho;

Ao professor Alvaro Toubes Prata pela dedicação e competência na orientação deste trabalho;

Aos engenheiros Alex Passos e Marcelo Verardi pelas informações e contribuições dadas a este trabalho;

A WEG S.A., pela oportunidade de realização deste trabalho e pelos equipamentos cedidos à pesquisa;

Aos professores Antônio Fábio Carvalho da Silva, César José Deschamps e Renato Carlson por comporem a banca examinadora;

Aos integrantes do NRVA, professores, funcionários, alunos de graduação, pós-graduação e técnicos pelo agradável ambiente de trabalho;

A todos meus amigos pelas horas de lazer e descontração;

A todos que, de alguma maneira, contribuíram para a realização deste trabalho.

Lista de Figuras / x

Lista de Tabelas / xv

Lista de Símbolos / xvii

Resumo / xxiv

Abstract / xxv

1 *Introdução / 1*

1.1 - Motivação do Trabalho / 1

1.2 - Objetivos do Trabalho / 5

1.3 - Revisão Bibliográfica / 6

1.3.1 - Modelos Baseados na Solução do Campo Numérico / 6

1.3.2 - Modelos com Parâmetros Agregados / 7

1.3.3 - Modelos Casca / 12

1.4 - Escopo do Trabalho / 13

2 *Modelo Térmico Híbrido com Fontes de Calor Distribuídas / 15*

2.1 - Introdução / 15

2.2 - Parâmetros Térmicos Globais / 15

2.3 - Parâmetros Térmicos Distribuídos / 16

2.4 - Formulação do Modelo Térmico Híbrido / 17

2.5 - Transferência de Calor por Condução / 19

2.6 - Transferência de Calor por Convecção / 25

2.7 - Transferência de Calor por Radiação / 26

2.8 - Fontes de Calor Distribuídas (Perdas Internas) / 26

2.9 - Solução do Modelo Térmico Híbrido / 29

2.10 - Resultados Preliminares e Discussões / 30

3 *Escoamento na Caixa Defletora / 32*

3.1 - Introdução / 32

3.2 - Modelo Matemático / 35

3.3 - Modelo Numérico / 43

3.4 - Geometria, Malha Computacional e Condições de Contorno / 45

3.5 - Sistema de Medição de Vazão / 48

3.6 - Resultados e Discussões / 52

4 *Escoamento e Transferência de Calor na Superfície Externa do Motor / 65*

4.1 - Introdução / 65

4.2 - Modelo Matemático / 65

4.3 - Modelo Numérico / 71

4.4 - Geometria, Malha Computacional e Condições de Contorno / 72

4.5 - Resultados e Discussões – Configuração Convencional / 75

4.6 - Resultados e Discussões – Configuração Proposta / 82

5 *Testes Experimentais / 90*

5.1 - Introdução / 90

5.2 - Montagem Experimental / 90

5.3 - Função dos Equipamentos Utilizados / 90

5.4 - Procedimento Experimental / 92

5.5 - Motor Elétrico Ensaiado e Pontos de Medição / 94

5.6 - Resultados Experimentais de Elevação de Temperatura / 100

5.7 - Resultado do Ensaio de Elevação de Temperatura no Enrolamento de Cobre / 107

5.8 - Resultados do Ensaio de Tipo / 108

6 *Validação do Modelo / 110*

6.1 - Introdução / 110

6.2 - Comparação dos Resultados / 110

7 Conclusões e Sugestões / 113

7.1 - Conclusões / 113

7.2 - Recomendações / 114

Referências Bibliográficas / 115**Apêndice A - Circuito Térmico Equivalente / 119****Apêndice B - Resistência Térmica de Condução Através do Eixo do Motor / 121****Apêndice C - Coeficientes de Transferência de Calor por Convecção / 128**

C.1 - Coeficiente Convectivo Interno às Tampas / 128

C.2 - Coeficiente Convectivo Interno no Entreferro / 130

C.3 - Coeficiente Convectivo Externo à Tampa Traseira / 131

C.4 - Coeficiente Convectivo Externo à Superfície Aletada / 132

C.5 - Coeficiente Convectivo Externo à Tampa Dianteira / 134

C.6 - Coeficiente Convectivo Externo à Ponta Dianteira do Eixo / 135

Apêndice D - Resistências Térmicas / 138

D.1 - Eixo / 138

D.2 - Rotor / 140

D.3 - Anel de Curto / 143

D.4 - Estator / 145

D.5 - Isolamento / 148

D.6 - Cabeça da Bobina / 149

D.7 - Tampas / 149

D.8 - Carcaça / 150

D.9 - Contato / 152

D.10 - Convectivas / 152

Lista de Figuras

- 1.1 Um motor elétrico com resfriamento externo forçado. / 5
- 1.2 Regiões térmicas de uma máquina de indução, reproduzida de Mellor *et al.* (1991). / 8
- 1.3 Circuito térmico resultante de uma máquina de indução, reproduzida de Mellor *et al.* (1991). / 9
- 1.4 Subdivisão da máquina em elementos básicos. 1.Carcaça, 2.Estator, 3.Dentes do estator, 4.Bobina, 5.Cabeça da bobina, 6.Entreferro, 7.Ar interno, 8.Barras do rotor, 9.Rotor, e 10.Eixo; reproduzido por Bousbaine (1999). / 11
- 1.5 Modelo casca da transferência de calor em uma máquina de indução. / 12

- 2.1 Desenho ilustrativo de um motor de indução trifásico. / 16
- 2.2 Subdivisão do motor em elementos térmicos básicos. / 17
- 2.3 Representação de um circuito elétrico equivalente. / 18
- 2.4 Representação esquemática do Modelo Térmico Híbrido do motor de indução. / 19
- 2.5 (a) Distribuição do campo térmico na interface (b) e a queda de temperatura devido à resistência térmica interfacial. / 22
- 2.6 Dependência entre a resistência térmica de contato, pressão de empacotamento, e a pressão de contato. / 24
- 2.7 Fontes de calor no Modelo Térmico Híbrido. / 28

- 3.1 Conjunto caixa defletora. / 33
- 3.2 Subdivisões da região próxima à parede em um escoamento turbulento. / 40
- 3.3 Geometria utilizada na simulação do conjunto caixa defletora. / 46
- 3.4 Malha computacional utilizada: (a) Região de entrada (em azul) e tampa defletora (em preto); (b) Ventilador, tampa traseira e região de saída (em vermelho). / 47
- 3.5 Desenho esquemático do sistema de medição de vazão. / 49
- 3.6 Detalhe do ajuste de pressão da câmara de estabilização. / 50
- 3.7 Medição simultânea de pressões estática e de estagnação. / 50

- 3.8 Campo de pressão de estagnação [Pa], na entrada do conjunto caixa defletora (caso 1). / 55
- 3.9 Campo de pressão de estagnação [Pa], na saída do conjunto caixa defletora (caso 1). / 55
- 3.10 Campo de pressão estática [Pa], na entrada do conjunto caixa defletora (caso 1). / 56
- 3.11 Campo de pressão estática [Pa], na saída do conjunto caixa defletora (caso 1). / 56
- 3.12 Vetores velocidade [m/s], na região que circunda a bolacha de fixação da tampa (caso 1). / 57
- 3.13 Campo de magnitude da velocidade [m/s], na entrada do conjunto caixa defletora (caso 1). / 57
- 3.14 Campo de magnitude da velocidade [m/s], na saída do conjunto caixa defletora (caso 1). / 58
- 3.15 Campo de velocidade na direção axial [m/s], na entrada do conjunto caixa defletora (caso 1). / 59
- 3.16 Campo de velocidade na direção axial [m/s], na saída do conjunto caixa defletora (caso 1). / 59
- 3.17 Campo de velocidade na direção tangencial [m/s], na saída do conjunto caixa defletora (caso 1). / 60
- 3.18 Campo de velocidade na direção radial [m/s], na saída do conjunto caixa defletora (caso 1). / 60
- 3.19 Variação de pressão em função da rotação no conjunto caixa defletora. / 62
- 3.20 Velocidade na saída em função da rotação no conjunto caixa defletora. / 62
- 3.21 Vetores velocidade [m/s] na saída do conjunto caixa defletora (caso 1). / 63
- 3.22 Vetores velocidade [m/s] na saída do conjunto caixa defletora (caso 2). / 63
- 3.23 Vetores velocidade [m/s] na saída do conjunto caixa defletora (caso 3). / 64

- 4.1 Carcaça de um motor de indução. / 66
- 4.2 Transferência de calor radiativa em um meio que absorve, emite e espalha a radiação. / 68
- 4.3 Ângulos θ e ϕ , definindo o ângulo sólido hemisférico sobre um ponto P. / 70
- 4.4 Geometria utilizada na simulação da superfície externa do motor. / 72
- 4.5 Malha computacional: (a) Fronteira externa do fluido; (b) Fronteira de entrada do escoamento, superfícies interna, externa, dianteira e traseira da carcaça. / 73
- 4.6 Campo de temperatura [°C] na carcaça do motor (caso 1): (a) direita; (b) topo; (c) esquerda. / 77

- 4.7 Campo de coeficiente local de transferência de calor [$\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$] na carcaça do motor (caso 1): (a) direita; (b) topo; (c) esquerda. / 78
- 4.8 Campo de magnitude da velocidade [m/s] sobre a carcaça (caso 1): (a) $x = 7,5 \text{ mm}$; (b) $x = 97,5 \text{ mm}$; (c) $x = 277,5 \text{ mm}$; (d) $x = 367,5 \text{ mm}$. / 79
- 4.9 Campo de temperatura [$^{\circ}\text{C}$] na carcaça do motor (caso 2): (a) direita; (b) topo; (c) esquerda. / 80
- 4.10 Campo de temperatura [$^{\circ}\text{C}$] na carcaça do motor (caso 3): (a) direita; (b) topo; (c) esquerda. / 81
- 4.11 Nova configuração proposta para o conjunto caixa defletora. / 82
- 4.12 Campo de magnitude da velocidade [m/s], na saída da caixa defletora com guias. / 84
- 4.13 Campo de velocidade na direção axial [m/s], na saída da caixa defletora com guias. / 84
- 4.14 Campo de velocidade na direção tangencial [m/s], na saída da caixa defletora com guias. / 85
- 4.15 Vetores velocidade [m/s], na saída da caixa defletora com guias. / 85
- 4.16 Campo de magnitude da velocidade [m/s] sobre a carcaça utilizando guias na defletora: (a) $x = 7,5 \text{ mm}$; (b) $x = 97,5 \text{ mm}$; (c) $x = 277,5 \text{ mm}$; (d) $x = 367,5 \text{ mm}$. / 86
- 4.17 Campo de coeficiente local de transferência de calor [$\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$] na carcaça do motor com guias: (a) direita; (b) topo; (c) esquerda. / 88
- 4.18 Campo de temperatura [$^{\circ}\text{C}$] na carcaça do motor com guias: (a) direita; (b) topo; (c) esquerda. / 89

- 5.1 Montagem experimental utilizada no ensaio de elevação de temperatura. / 91
- 5.2 Esquema de conexão dos sensores nos canais do primeiro multipenas. / 92
- 5.3 Esquema de conexão dos sensores nos canais do segundo multipenas. / 93
- 5.4 Motor Standard carcaça IEC 200L. / 94
- 5.5 Dimensões principais [mm] da carcaça 200L. / 95
- 5.6 Pontos de medição de temperatura na carcaça. / 96
- 5.7 Pontos de medição de temperatura no estator. / 97
- 5.8 Pontos de medição de temperatura nas bobinas. / 98
- 5.9 Pontos de medição de temperatura na tampa traseira. / 98
- 5.10 Pontos de medição de temperatura na tampa dianteira. / 99
- 5.11 Medição da temperatura ambiente. / 99
- 5.12 Elevação de temperatura medida em pontos sobre a carcaça no plano próximo a defletora do motor. / 102

- 5.13 Elevação de temperatura medida em pontos sobre a carcaça no plano central do motor. / 102
- 5.14 Elevação de temperatura medida em pontos no estator do motor. / 103
- 5.15 Elevação de temperatura medida em pontos no estator (plano central) do motor. / 103
- 5.16 Elevação de temperatura medida em pontos no estator (plano central) do motor. / 104
- 5.17 Elevação de temperatura medida em pontos na bobina traseira do estator do motor. / 104
- 5.18 Elevação de temperatura medida em pontos na bobina (plano central) do motor. / 105
- 5.19 Elevação de temperatura medida em pontos na bobina dianteira do estator do motor. / 105
- 5.20 Elevação de temperatura medida em pontos na tampa traseira do motor. / 106
- 5.21 Elevação de temperatura medida em pontos na tampa dianteira do motor. / 106

Apêndices

- A.1 Simbologia usada no circuito térmico equivalente resultante. / 119
- A.2 Circuito térmico equivalente. / 120

- B.1 Transferência de calor do rotor para o eixo. / 121
- B.2 Representação do eixo em coordenadas cilíndricas. / 122
- B.3 Função de Bessel de primeiro tipo e ordem zero, $J_0(s)$. / 124
- B.4 Circuito equivalente para o eixo. / 127

- C.1 Anel de curto como um disco em rotação. / 129
- C.2 Estator e rotor agindo como cilindros concêntricos. / 131
- C.3 Ventilador como um disco em rotação. / 132
- C.4 Superfície externa como uma placa plana. / 133
- C.5 Tampa dianteira como uma placa vertical. / 134
- C.6 Ponta dianteira do eixo como um cilindro em rotação. / 135

- D.1 Dimensões características do eixo. / 139
- D.2 Dimensões características do rotor. / 141
- D.3 Dimensões características do anel de curto. / 144
- D.4 Dimensões características do estator. / 145

- D.5 Dimensões características do material isolante. / 148
- D.6 Tampas. / 150
- D.7 Carcaça. / 151

Lista de Tabelas

- 1.1 Valores de temperatura em função da classe de isolamento. / 3
- 1.2 Coeficientes térmicos usados por Bousbaine (1999). / 11
- 1.3 Comparação entre as temperaturas medida e prevista, investigado por Bousbaine (1999). / 12
- 1.4 Comparação das temperaturas calculada e medida de um motor de indução TEFC, investigado por Sengupta e Screenivasan (1977). / 13

- 2.1 Condutividades térmicas para diferentes componentes do motor. / 21
- 2.2 Resistência de contato entre estator e carcaça ($r_c \times 10^4$), obtidos de Hamdi (1998). / 24
- 2.3 Coeficientes de convecção usados no modelo. / 26
- 2.4 Perdas internas usadas no modelo. / 27
- 2.5 Comparação entre temperaturas previstas pelo modelo e temperaturas medidas. / 30

- 3.1 Termos da equação de transporte para cada propriedade. / 43
- 3.2 Resultados experimentais de fluxo de massa de ar através do conjunto caixa defletora. / 52
- 3.3 Velocidades de rotação do ventilador. / 53
- 3.4 Casos abordados na simulação do escoamento no interior do conjunto caixa defletora. / 53
- 3.5 Resultados obtidos na simulação do escoamento no interior do conjunto caixa defletora. / 61

- 4.1 Termos da equação de transporte para cada propriedade. / 71
- 4.2 Potência útil e perdas internas do motor 200L. / 75
- 4.3 Casos abordados na simulação do escoamento e transferência de calor na superfície externa do motor. / 75
- 4.4 Resultados obtidos na simulação do escoamento e transferência de calor na carcaça. / 82

- 4.5 Comparação dos resultados obtidos na simulação do escoamento e transferência de calor na carcaça. / 87

- 5.1 Características técnicas do motor 200L. / 95
- 5.2 Resultados das medições de temperatura do primeiro registrador multipenas. / 100
- 5.3 Resultados das medições de temperatura do segundo registrador multipenas. / 101
- 5.4 Resultados do ensaio de elevação de temperatura da bobina. / 108
- 5.5 Resultados do ensaio de tipo. / 109

- 6.1 Comparação entre resultados experimentais e computacionais. / 111

Apêndices

- C.1 Transferência convectiva. / 136

Lista de Símbolos

A	área, [m ²]
A_{Al}	área de uma ranhura do rotor, [mm ²]
A_{Cu}	área de um dente do estator, [mm ²]
A_{ca}	área da superfície do motor, [m ²]
A_{ccaes}	área de contato estator-carcaça, [m ²]
A_f	área da superfície aletada, [m ²]
a	coeficiente de absorção, [m ⁻¹]
c_p	calor específico à pressão constante, [J/kg.K]
D	diâmetro, [m]
D_{anp}	diâmetro dos pinos do anel de curto, [mm]
D_{e1}	diâmetro externo do pacote de chapas do estator, [mm]
D_{e2}	diâmetro externo do rotor, [mm]
D_{ean}	diâmetro externo do anel de curto, [mm]
D_{eca}	diâmetro externo da carcaça, [mm]
D_h	diâmetro hidráulico, [m]
D_{i1}	diâmetro interno do pacote de chapas do estator, [mm]
D_{i2}	diâmetro interno do pacote de chapas do rotor, [mm]
D_{ian}	diâmetro interno do anel de curto, [mm]
D_{ica}	diâmetro interno da carcaça, [mm]
D_{itpd}	diâmetro interno da tampa dianteira, [mm]
D_{ipt}	diâmetro interno da tampa traseira, [mm]
D_s	passo médio do esquema de bobinagem
E_r	espaçamento da ranhura do rotor, [mm]
$entfe$	comprimento radial do entreferro, [mm]
\vec{F}	força externa, [N]

f	freqüência da rede, [Hz]
Gr	número de Grashof
\vec{g}	aceleração gravitacional, [m/s ²]
H_d	altura do dente do estator, [mm]
H_g	altura das guias, [mm]
H_{mal}	altura média das aletas da carcaça, [mm]
H_r	altura da ranhura do rotor, [mm]
h	coeficiente de transferência de calor, [W/(m ² .K)]
h_c	condutância térmica de contato, [W/(m ² .K)]
h_{c_ext03}	coeficiente convectivo externo à superfície aletada, [W/(m ² .K)]
h_{entfe}	coeficiente convectivo do entreferro, [W/(m ² .K)]
h_{ext01}	coeficiente convectivo externo à tampa traseira, [W/(m ² .K)]
h_{ext03}	coeficiente de transferência de calor externo à superfície aletada, [W/(m ² .K)]
h_{ext04}	coeficiente convectivo externo à tampa dianteira, [W/(m ² .K)]
h_{ext05}	coeficiente convectivo externo à ponta dianteira do eixo, [W/(m ² .K)]
h_{int}	coeficiente convectivo interno as tampas, [W/(m ² .K)]
h_{r_ext03}	coeficiente de radiação externo à superfície aletada, [W/(m ² .K)]
I	tensor unitário
I	intensidade turbulenta, [%]
I	intensidade de radiação, [W/m ²]
I_0	intensidade de radiação no início do caminho incremental, [W/m ²]
k	energia cinética turbulenta, [m ² /s ²]
ka_{es}	condutividade térmica anisotrópica do estator na direção axial, [W/(m.K)]
ka_r	condutividade térmica anisotrópica do rotor na direção axial, [W/(m.K)]
k_{Al}	condutividade térmica do alumínio, [W/(m.K)]
k_{ca}	condutividade térmica da carcaça, [W/(m.K)]
k_{Cu}	condutividade térmica do cobre, [W/(m.K)]
k_e	condutividade térmica do eixo, [W/(m.K)]
k_{ef}	condutividade térmica efetiva, [W/(m.K)]
k_F	condutividade térmica da camada isolante, [W/(m.K)]

k_p	energia cinética turbulenta no ponto P , [m^2/s^2]
kr_{es}	condutividade térmica anisotrópica do estator na direção radial, [$\text{W}/(\text{m.K})$]
kr_r	condutividade térmica anisotrópica do rotor na direção radial, [$\text{W}/(\text{m.K})$]
k_{tp}	condutividade térmica das tampas, [$\text{W}/(\text{m.K})$]
k_x	condutividade térmica ao longo da direção x , [$\text{W}/(\text{m.K})$]
k_y	condutividade térmica ao longo da direção y , [$\text{W}/(\text{m.K})$]
L_{anat}	comprimento axial das aletas do anel de curto, [mm]
L_{anct}	comprimento axial do anel de curto (segmento cilíndrico), [mm]
L_{anp}	comprimento axial dos pinos do anel de curto, [mm]
L_{cat}	comprimento axial total da carcaça, [mm]
L_g	comprimento das guias, [mm]
L_p	comprimento axial do pacote de chapas do rotor, [mm]
L_{ped}	comprimento axial da ponta dianteira do eixo, [mm]
L_{pet}	comprimento axial da ponta traseira do eixo, [mm]
L_{te}	comprimento axial total do eixo, [mm]
L_{tpd}	espessura média da tampa dianteira, [mm]
L_{ipt}	espessura média da tampa traseira, [mm]
L_{zm}	comprimento médio de espira na cabeça da bobina, [mm]
\dot{m}	fluxo de massa, [kg/s]
N	vida útil, [anos]
Nu	número de Nusselt
N_{anat}	número total de aletas do anel de curto
N_{anp}	número total de pinos do anel de curto
N_{caat}	número total de aletas na carcaça
N_{des}	número total de dentes do estator
N_f	número total de aletas
N_{rr}	número total de ranhuras do rotor
n	coordenada local normal à parede
n_p	número de pólos do motor

P	perdas, [W]
Pr	número de Prandtl
P_{fe_CO1}	perda no ferro na coroa do estator, [W]
P_{fe_CO2}	perda no ferro na coroa do rotor, [W]
P_{fe_DE1}	perda nos dentes do estator, [W]
P_{fe_DE2}	perda nas ranhuras do rotor, [W]
P_{j1}	perda joule no estator, [W]
P_{j2}	perda joule no rotor, [W]
P_{s1}	perda suplementar no estator, [W]
P_{s2}	perda suplementar no rotor, [W]
p	pressão estática, [Pa]
p_0	pressão de estagnação, [Pa]
p_c	pressão de contato, [N/mm ²]
p_{emp}	pressão de empacotamento, [N/mm ²]
q''	densidade de fluxo térmico, [W/m ²]
q''_{ca}	fluxo de calor que atravessa a carcaça, [W/m ²]
q^*	geração interna de calor por unidade de volume, [W/m ³]
Ra	número de Rayleigh
Re	número de Reynolds
R_{Al_a}	resistência térmica axial nas barras de alumínio do rotor, [°C/W]
R_{Al_r}	resistência térmica radial nas barras de alumínio do rotor, [°C/W]
R_{an_a}	resistência térmica axial no anel de curto do rotor, [°C/W]
R_{Cu_a}	resistência térmica axial no enrolamento de cobre do estator, [°C/W]
R_{Cu_r}	resistência térmica radial no enrolamento de cobre do estator, [°C/W]
$R_{c_ca/es}$	resistência térmica de contato estator-carcaça, [°C/W]
R_{ca_r}	resistência térmica radial na carcaça, [°C/W]
R_{cab_a}	resistência térmica axial na cabeça da bobina, [°C/W]
R_{conv_entfe}	resistência térmica de convecção no entreferro, [°C/W]
R_{conv_ext}	resistência térmica de convecção na superfície externa, [°C/W]

R_{conv_int}	resistência térmica de convecção na superfície interna, [°C/W]
R_{e_a}	resistência térmica axial no eixo, [°C/W]
R_{e_r}	resistência térmica radial no eixo, [°C/W]
R_{es_a}	resistência térmica axial nas chapas do estator, [°C/W]
R_{es_r}	resistência térmica radial nas chapas do estator, [°C/W]
R_{iso_r}	resistência térmica radial no isolante, [°C/W]
R_{r_a}	resistência térmica axial nas chapas do rotor, [°C/W]
R_{r_r}	resistência térmica radial nas chapas do rotor, [°C/W]
R_{tp_a}	resistência térmica axial nas tampas, [°C/W]
r	raio, [m]
r_c	resistência térmica de contato, [(m ² .°C)/W]
\vec{r}	vetor posição, [m]
S_{isofd}	espessura da camada isolante de fundo do dente, [mm]
S_{isoft}	espessura da camada isolante de fechamento, [mm]
S_{mal}	espessura média das aletas da carcaça, [mm]
\vec{s}	vetor direção,
T	temperatura, [°C]
Ta	número de Taylor
T_{amb}	temperatura ambiente, [°C]
T_{ca}	temperatura da carcaça, [°C]
T_f	temperatura de filme, [°C]
T_{iso}	temperatura de operação, [°C]
T_s	temperatura superficial, [°C]
T_{tp}	temperatura da tampa, [°C]
t	tempo, [s]
t_g	espessura das guias, [mm]
U_P	velocidade média do fluido no ponto P , [m/s]
\vec{U}	vetor velocidade, [m/s]
\vec{U}_r	vetor velocidade relativa, [m/s]
u	componente da velocidade na direção x , [m/s]

V	velocidade, [m/s]
\bar{V}_r	velocidade média na direção radial, [m/s]
\bar{V}_t	velocidade média na direção tangencial, [m/s]
\bar{V}_x	velocidade média na direção axial, [m/s]
v	componente da velocidade na direção y , [m/s]
W_{isofd}	largura da camada isolante de fundo do dente, [mm]
W_{isoft}	largura da camada isolante de fechamento, [mm]
w	componente da velocidade na direção z , [m/s]
ω	rotação do ventilador, [rpm]

Símbolos Gregos

$\vec{\Omega}$	vetor velocidade angular, [rad/s]
α	difusividade térmica, [m ² /s]
α_k	inverso do número de Prandtl efetivo para energia cinética turbulenta
α_n	zeros da função de Bessel
α_s	constante rotacional
α_ε	inverso do número de Prandtl efetivo para dissipação da energia cinética
β	coeficiente de expansão volumétrica à pressão constante, [K ⁻¹]
ϕ	ângulo azimutal, [rad]
ε	emissividade da superfície
ε	dissipação da energia cinética turbulenta, [m ² /s ³]
θ	ângulo polar, [rad]
η_o	eficiência global da superfície
η_f	eficiência de uma aleta
κ	constante de von Kármán
μ	viscosidade molecular, [kg/(m.s)]
μ_{ef}	viscosidade efetiva, [kg/(m.s)]
μ_t	viscosidade turbulenta, [kg/(m.s)]
ν	viscosidade cinemática, [m ² /s]

ρ	massa específica, [kg/m ³]
σ	constante de Stefan-Boltzmann, [W/(m ² .K ⁴)]
σ_s	coeficiente de espalhamento, [m ⁻¹]

A predição da distribuição de temperatura em 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 trabalho apresenta o desenvolvimento de um modelo térmico híbrido para determinar a distribuição de temperatura em um motor 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 trabalho estas perdas são avaliadas através de ensaios elétricos, e distribuídas no estator e no rotor; e o coeficiente convectivo de transferência de calor da superfície externa da máquina. A análise deste coeficiente convectivo baseia-se nos resultados do modelo numérico utilizado na simulação do escoamento e transferência de calor da superfície externa do motor através do método de volumes finitos. O modelo proposto é aplicado para um motor de indução trifásico (*50cv, 440V e IV pólos*). A validação do modelo é obtida através de dados experimentais de temperatura e fluxo de calor em pontos estratégicos nas diferentes partes do motor.

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

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 work, 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 and heat flow measured at strategic points in the motor.

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

Introdução

1.1 - Motivação do Trabalho

O motor elétrico é uma máquina destinada a transformar energia elétrica em energia mecânica. É o mais usado de todos os tipos de motores, pois combina as vantagens da utilização de energia elétrica – facilidade de transporte e simplicidade de comando – com sua construção simples, custo reduzido, grande versatilidade de adaptação às cargas dos mais diversos tipos e melhores rendimentos.

A potência útil fornecida pela máquina elétrica na ponta do eixo é menor que a potência absorvida da linha de alimentação. A diferença entre as duas potências representa as perdas, que transformadas em calor aquece os enrolamentos permitindo a elevação de temperatura no interior da máquina. Nos motores elétricos, as perdas de energia elétrica e mecânica podem ser divididas em perdas constantes, que ocorrem sem carregamento, e perdas variáveis, dependentes do carregamento e que são proporcionais à variação da corrente absorvida (perdas joule nos enrolamentos do estator, perdas joule no rotor e perdas suplementares). As perdas constantes que não variam com a corrente absorvida, incluem perdas no ferro, perdas mecânicas nos mancais de rolamento e perdas mecânicas devido à ventilação.

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

Cada material empregado como isolante tem uma certa temperatura de operação na qual suas funções são exercidas confiavelmente em um período suficientemente longo, compatível com a vida esperada da máquina. Um pequeno aumento da temperatura 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 do

isolamento 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. Por exemplo, a vida útil de um material da classe orgânica A pode ser estimada, segundo Hamdi (1998), através de:

$$N = \tau \cdot e^{-\nu \cdot T_{iso}} \quad (1.1)$$

onde N é a vida útil em anos, T_{iso} é a temperatura de operação do isolamento em °C e τ e ν são constantes. Tipicamente, τ é $7,15 \times 10^4$ anos e ν é 0,08 para a classe A de isolamento. Conseqüentemente, tal material pode desempenhar sua função isolante por 16 a 24 anos em temperatura de operação entre 100 a 105 °C, mas sua vida seria em torno dos 7 anos se a temperatura de operação crescer para 115 °C.

Para fins de normalização, os materiais isolantes e os sistemas de isolamento (cada um formado pela combinação de vários materiais) são agrupados em classes de isolamento, cada qual definida pelo respectivo limite de temperatura, ou seja, pela maior temperatura que o material pode suportar continuamente sem que seja afetada sua vida útil.

As classes de isolamento utilizadas em máquinas elétricas e os respectivos limites de temperatura conforme NBR-7094, são as seguintes:

- Classe A – 105 °C;
- Classe E – 120 °C;
- Classe B – 130 °C;
- Classe F – 155 °C;
- Classe H – 180 °C.

A temperatura do ponto mais quente do enrolamento deve ser mantida abaixo do limite da classe. A temperatura do ponto mais quente vale a soma da temperatura ambiente com a elevação de temperatura ΔT , mais a diferença, estabelecido em norma, entre a temperatura do ponto mais quente e a média do enrolamento.

A norma fixa a máxima elevação de temperatura ΔT , de modo que a temperatura do ponto mais quente fique limitada, baseada nas seguintes considerações:

- A temperatura ambiente é, no máximo 40 °C, por norma, e acima disso as condições de trabalho são consideradas especiais;

- A diferença entre a temperatura média e a do ponto mais quente não varia muito de motor para motor e seu valor estabelecido em norma, baseado na prática é 5 °C, para as classes A e E, 10 °C para a classe B e F, e 15 °C para a classe H.

A norma, portanto, estabelece um máximo para a temperatura ambiente e especifica uma elevação de temperatura máxima para cada classe de isolamento. Deste modo, fica indiretamente limitada à temperatura do ponto mais quente do motor. A Tabela 1.1 apresenta os valores de temperatura em função da classe de isolamento. O método da resistência consiste em determinar a temperatura de um enrolamento através da variação de sua resistência ôhmica com a temperatura, aproveitando a propriedade dos condutores de variar sua resistência de acordo com uma lei conhecida.

Tabela 1.1 - Valores de temperatura em função da classe de isolamento.

Classe de Isolamento	A	E	B	F	H
<i>Temperatura ambiente (°C)</i>	40	40	40	40	40
<i>$\Delta T =$ Elevação de temperatura (°C) (Método da resistência)</i>	60	75	80	105	125
<i>Diferença entre o ponto mais quente e a temperatura média (°C)</i>	5	5	10	10	15
<i>Temperatura do ponto mais quente (°C)</i>	105	120	130	155	180

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. Portanto, o tipo de enclausuramento é determinado pelo ambiente de operação. Geralmente, o alto grau de proteção fornecido pelo enclausuramento da máquina sofisticada mais seu sistema de resfriamento.

Isto convencionou a classificação dos métodos de resfriamento empregados em máquinas elétricas em resfriamento direto e indireto. No primeiro mencionado o ar ambiente está em contato direto com as fontes de calor (enrolamentos e chapas) e no último a dissipação do calor é pela condução através da carcaça totalmente enclausurada (e pela convecção da superfície da carcaça para o ar ambiente) ou por um circuito de resfriamento interno operando em conjunto com um trocador de calor. Esta classificação usual dos sistemas de resfriamento engloba dois principais tipos de enclausuramento, o aberto e o totalmente fechado.

O resfriamento direto de máquinas abertas geralmente resulta no projeto mais simples e econômico. Entretanto, tais arranjos fornecem pouca ou nenhuma proteção para as partes ativas da máquina. Máquinas abertas não são muito usadas atualmente devido a este agravante.

Máquinas totalmente fechadas são assim construídas para que o ar enclausurado não tenha contato com o ar ambiente. Este tipo de enclausuramento totalmente fechado protege a máquina contra respingos d'água, contra jatos d'água, contra mar revolto, contra o efeito da imersão e submersão contínua.

Máquinas totalmente fechadas usualmente contam com a dissipação de calor por convecção das superfícies lisas ou aletadas. Resfriamento de uma máquina totalmente fechada é normalmente aumentado por um ventilador acionado pela própria máquina ou acionado separadamente, soprando ar sobre suas superfícies e através de alguns buracos e dutos de resfriamento (quando estes são incorporados na máquina). Se este é o caso, a máquina é referenciada como *TEFC (Totally Enclosed Fan Cooled)*.

Neste tipo de ventilação externa própria, as partes ativas da máquina, nas quais as perdas são produzidas, são inacessíveis para o ar externo ambiente. Portanto, todo o calor produzido na máquina somente pode ser dissipado através da superfície externa da carcaça.

No caso de motor elétrico com resfriamento externo forçado, a carcaça é resfriada por um ventilador instalado atrás da tampa traseira. Tal arranjo é ilustrado na Figura 1.1.

A maioria das máquinas elétricas de pequeno porte é resfriada pelo ar. Em máquinas convencionais, a temperatura do ar tem uma elevação entre 18 °C e 27 °C. De acordo com isto, entre 0,033 a 0,05 m³/s de ar é requerido por kilowatt de perdas na máquina.

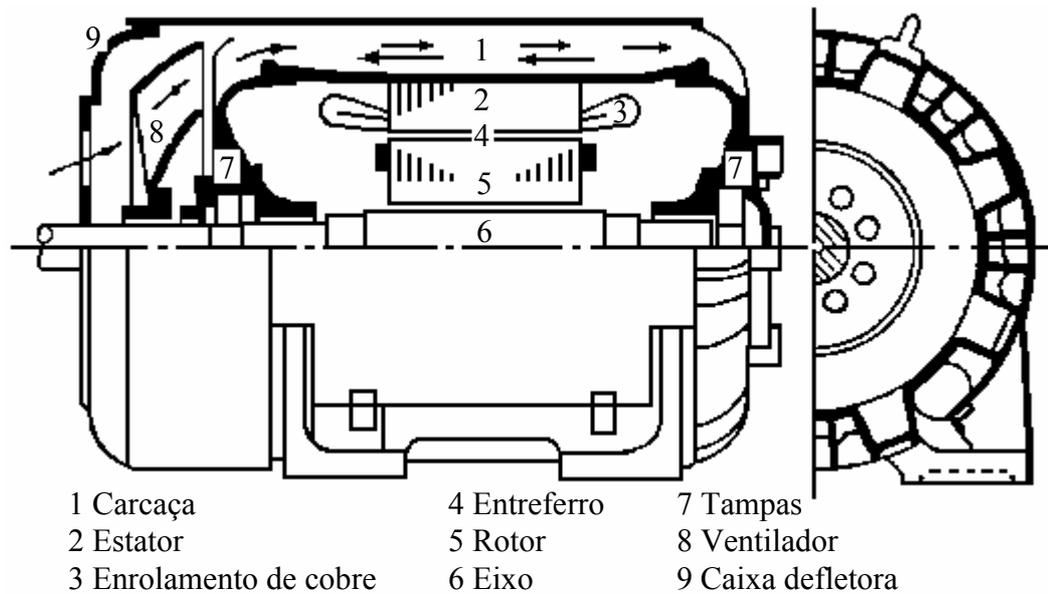


Figura 1.1 - Um motor elétrico com resfriamento externo forçado.

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.

1.2 - Objetivos do Trabalho

Como apresentado na seção anterior, a distribuição de temperatura nas diversas partes do motor elétrico é de vital importância no desempenho de suas funções, assim como fundamental para o projeto térmico adequado da máquina. O presente trabalho se propõe a modelar a distribuição de temperatura de um motor elétrico de indução com base em seus parâmetros geométricos, propriedades físicas e perdas internas (fontes de calor). Um outro objetivo não menos importante é analisar o escoamento através da superfície externa do motor. Este escoamento, como será apresentado no desenvolvimento do trabalho, tem uma importância singular na distribuição de temperatura no interior da máquina elétrica.

Um modelo térmico geral permite a predição da distribuição de temperatura por todo o motor sob condições específicas de operação. Este modelo térmico deverá ser construído preliminarmente para fornecer os indicadores de interesse para uma aplicação particular, e isto poderá ser o suficiente para relatar estes indicadores dado os parâmetros principais de projeto, assim como as condições de operação.

Um modelo térmico é considerado como uma descrição dos processos e estados térmicos da máquina, e isto pode ser considerado como três componentes identificáveis; um modelo físico, um modelo matemático, e um modelo numérico.

O ponto inicial é construir um modelo físico para descrever o problema. Este modelo deve simplificar o problema tanto quanto possível sem sacrificar nenhuma das características físicas importantes do motor. Por exemplo, uma tal suposição física poderia ser que o pacote de chapas laminadas fosse representado por um corpo homogêneo com condutividade térmica anisotrópica.

O modelo matemático é a expressão formal das leis físicas resultantes das considerações físicas feitas. Este modelo matemático deverá ser distinto dos diversos esquemas de aproximações, tais como circuito global, diferenças finitas e elementos finitos que são ferramentas para resolver as equações do modelo matemático. Estes esquemas de aproximações fazem parte dos modelos numéricos.

Pelo que foi exposto, e após uma revisão bibliográfica, a ser apresentada em detalhes na próxima seção, optou-se pelo desenvolvimento de um modelo térmico híbrido para analisar a distribuição de temperatura do motor elétrico, com base em ferramentas simples, embora considerando a complexidade do sistema em estudo, incluindo as diversas fontes de calor distribuídas e os diferentes materiais que compõem um motor elétrico.

O modelo térmico híbrido consiste em um circuito térmico equivalente, que envolve a combinação de parâmetros térmicos globais do conjunto da máquina e de parâmetros térmicos distribuídos nas diferentes partes da máquina (modelo com parâmetros agregados).

1.3 - Revisão Bibliográfica

Através da revisão bibliográfica foi constatada a existência de uma ampla literatura envolvendo modelos térmicos para máquinas elétricas. Estes podem ser agrupados em: (1) Modelos baseados em soluções numéricas das equações da transferência de calor; (2) Modelos com parâmetros agregados e (3) Modelos tratando a geometria da máquina como cilindros concêntricos (Modelo Casca).

1.3.1 - Modelos Baseados na Solução do Campo Numérico

Modelos baseados na solução do campo numérico do problema da transferência de calor destacam-se fortemente na literatura. Historicamente, o método de diferenças finitas pré-data o método de elementos finitos. Por exemplo, Reichert (1969) descreve a aplicação do método de diferenças finitas para o problema do cálculo da distribuição de temperatura em máquinas elétricas.

Armor e Chari (1976) utilizaram um modelo de elementos finitos tridimensionais para estudar a distribuição de temperatura em um gerador. Este trabalho considera a geometria detalhada dos dentes das chapas laminadas e a dependência da temperatura com a condutividade térmica. O método de elementos finitos foi usado para solucionar a equação diferencial da transferência de calor na forma polar em uma malha com elementos em forma de arco, coincidindo exatamente com a forma dos dentes.

Uma análise transiente também foi realizada por Armor (1980). A solução transiente foi obtida combinando o modelo de elementos finitos e uma aproximação de diferenças finitas de primeira ordem para a derivada temporal do campo térmico.

Mais recentemente, Sarkar *et al.* (1991) aplicaram o método de elementos finitos para prever a distribuição de temperatura no estator de um motor de indução. A malha usada neste trabalho foi composta por elementos em forma de arco, a mesma forma utilizada no trabalho de Armor, referenciado acima. Mais tarde, Sarkar *et al.* (1993) desenvolveram uma análise aproximada, em regime permanente, levando em conta apenas o estator de um motor de indução. O problema bidimensional foi resolvido usando elementos finitos em um sistema de coordenadas cilíndricas.

Lee *et al.* (1997), analisaram um motor de indução por elementos finitos levando em consideração um quadrante bidimensional contendo o eixo, o rotor, o estator e a carcaça. Em suas análises, fontes de calor foram distribuídas ao longo das partes do motor. Além de estimar um coeficiente convectivo externo, foi considerada a existência de uma resistência de contato entre o estator e a carcaça.

Pinto *et al.* (1998), através de uma formulação por elementos finitos 2D, analisaram a transferência de calor em regime permanente em um motor de indução trifásico. Os resultados numéricos foram comparados com valores experimentais obtidos em testes com um sistema de aquisição de dados por infravermelho.

Usualmente, em uma análise por métodos numéricos somente uma parte do motor é considerada no modelo. Desta forma, deve-se levar em conta a influência das outras partes não consideradas, dificultando assim, a simplicidade de formulação.

1.3.2 - Modelos com Parâmetros Agregados

Outros modelos térmicos bastante encontrados na literatura são modelos com parâmetros agregados. Estes modelos exploram os conceitos físico e matemático da resistência térmica para modelar a transferência de calor, fornecendo valores precisos dos

coeficientes térmicos de condução dos diversos materiais e os coeficientes de transferência convectiva. Este simples conceito atinge excelentes resultados.

Um bom exemplo para citar a aplicação de um modelo com parâmetros agregados para o problema do projeto térmico 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. As Figuras 1.2 e 1.3 mostram as regiões do motor e o circuito térmico resultante, respectivamente.

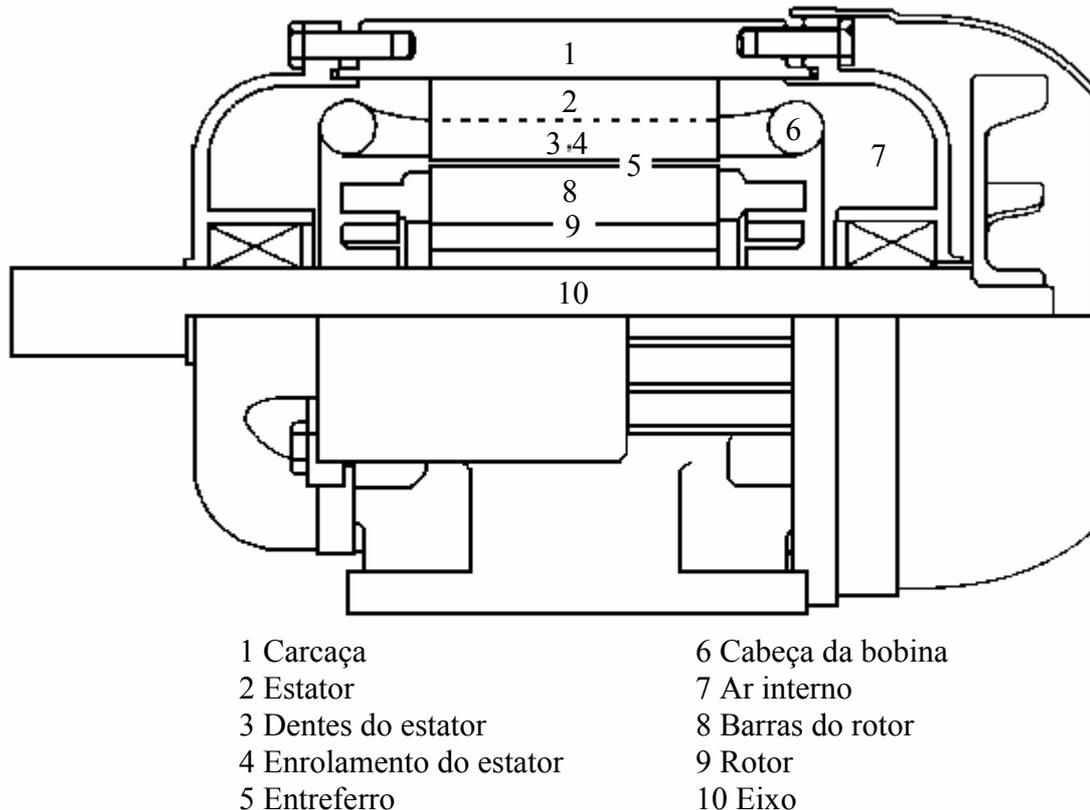


Figura 1.2 - Regiões térmicas de uma máquina de indução, reproduzida de Mellor *et al.* (1991).

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 do gradiente de temperatura carcaça-ambiente e das perdas do motor como sendo:

$$h = \frac{P}{(T_{ca} - T_{amb}) \cdot A_{ca}} \quad (1.2)$$

parâmetros térmicos globais e distribuídos 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 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 $97,1 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$. No contato entre a chapa do estator e a carcaça, a resistência térmica foi calculada por $R_{c_ca/es} = r_c / A_{ccaes}$, onde r_c é a resistência térmica de contato que depende dos materiais envolvidos, rugosidade das superfícies, pressão de contato, espaços vazios ocupados e temperatura. O valor de r_c 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 (2 HP, 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 globais (lumped) da máquina. O modelo baseou-se em dados dimensionais, constantes térmicas e físicas, e características de transferência de calor 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. A Figura 1.4 mostra uma vista longitudinal do motor de indução TEFC e sua divisão em elementos térmicos básicos proposta pelo autor.

No cálculo das resistências térmicas equivalentes do modelo alguns coeficientes térmicos foram necessários, dependendo da natureza do coeficiente, estes foram obtidos experimentalmente ou analiticamente. A Tabela 1.2 apresenta os coeficientes usados por Bousbaine em seu modelo térmico.

Os resultados do modelo térmico foram checados por dados experimentais de temperatura feitos em um motor de indução trifásico TEFC de 4 kW, IV pólos e 415 V. A Tabela 1.3 mostra a comparação entre as temperaturas em regime permanente medida e prevista. 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.

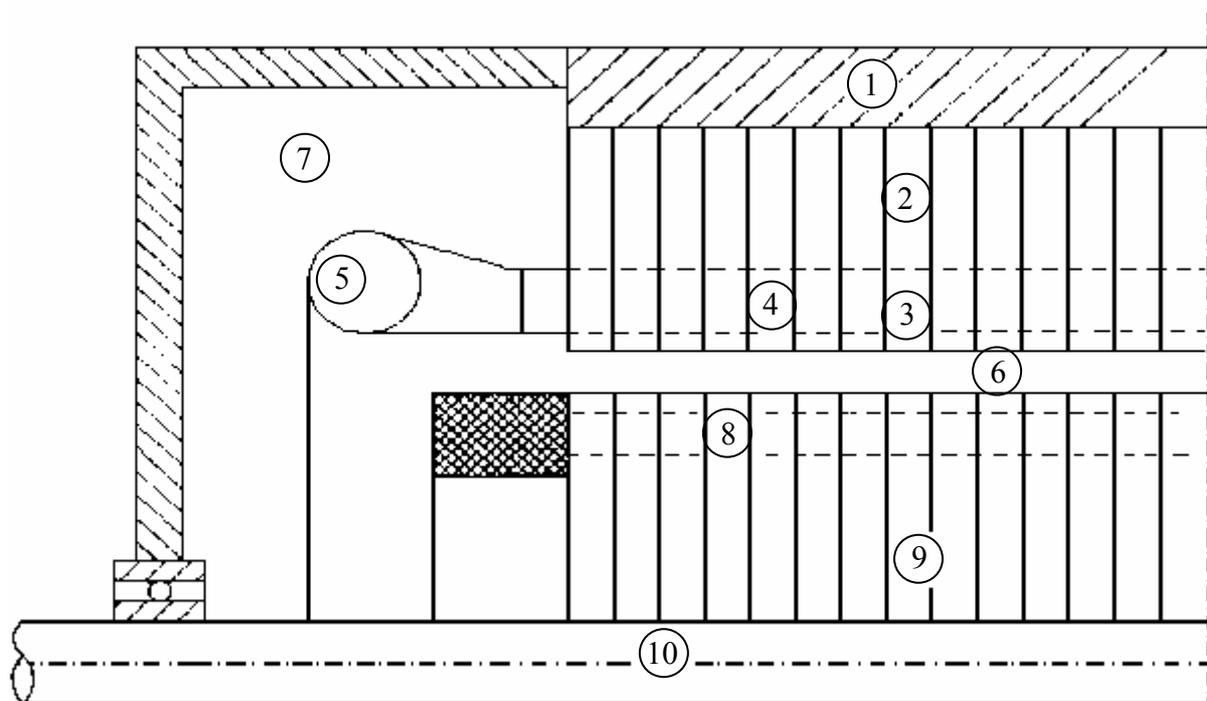


Figura 1.4 - Subdivisão da máquina em elementos básicos. 1.Carcaça, 2.Estator, 3.Dentes do estator, 4.Bobina, 5.Cabeça da bobina, 6.Entreferro, 7.Ar interno, 8.Barras do rotor, 9.Rotor, e 10.Eixo; reproduzido por Bousbaine (1999).

Tabela 1.2 - Coeficientes térmicos usados por Bousbaine (1999).

Componente	Condutividade térmica [W/(m. °C)]
<i>Coroa do estator (radial/axial)</i>	$kr = 38,8 / ka = 1,82$
<i>Dentes do estator (radial/axial)</i>	$kr = 38,8 / ka = 1,82$
<i>Enrolamento do estator</i>	$kc = 385$
<i>Barras do rotor</i>	$kal = 204$
<i>Eixo</i>	$ksh = 41,3$
<i>Cobre + verniz de isolamento</i>	$keff = 0,47$
<i>Isolamento</i>	$ksl = 0,13$
Componente	Coefficiente de convecção [W/(m². °C)]
<i>Carcaça / ambiente</i>	295,3
<i>Entreferro</i>	68,4
<i>Cabeça da bobina /ar interno</i>	26,8
<i>Ar interno / tampa</i>	32,0

Tabela 1.3 - Comparação entre as temperaturas medida e prevista, investigado por Bousbaine (1999).

Componentes	Temperatura medida [°C]	Temperatura prevista [°C]
<i>Carcaça</i>	61,4	64,6
<i>Coroa do estator</i>	72,2	69,5
<i>Dentes do estator</i>	77,0	75,1
<i>Enrolamento de cobre</i>	102,1	94,3
<i>Cabeça da bobina</i>	110,0	109,2
<i>Entreferro</i>	-	124,7
<i>Barras do rotor</i>	-	151,1
<i>Coroa do rotor</i>	128,8	150,4
<i>Eixo</i>	110,2	112,3
<i>Ar interno</i>	71,7	83,9

1.3.3 - Modelos Casca

Em um modelo casca a máquina é considerada como sendo formada por cascas cilíndricas concêntricas, cada uma com diferentes propriedades térmicas, como ilustrado na Figura 1.5.

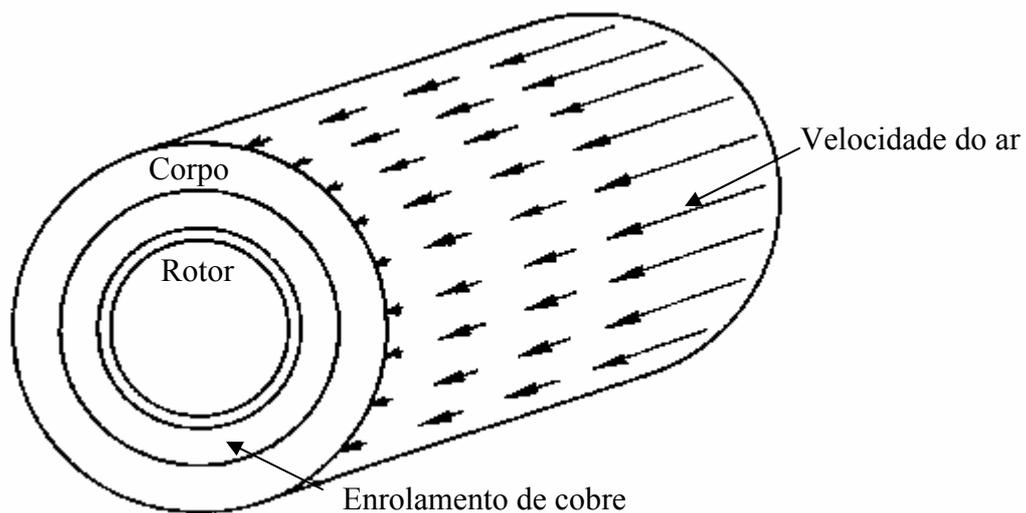


Figura 1.5 - Modelo casca da transferência de calor em uma máquina de indução.

Com certeza, esta simplificação somente é aplicável para certas classes de máquinas onde saliências mecânicas estão ausentes (tais como motores de indução e motores de corrente contínua de ímãs permanentes).

Um modelo casca para motores de indução TEFC foi desenvolvido por Sengupta e Sreenivasan (1977). O modelo consiste em três cascas de comprimento finito representando o rotor, a bobina do estator e a carcaça. Esse trabalho concluiu que o escoamento do ar no entreferro é laminar, portanto o processo de transferência de calor foi considerado como condução pura cruzando o entreferro. Para o resfriamento forçado, o coeficiente de transferência de calor foi encontrado como sendo uma função linear da posição (ao longo da superfície aletada da máquina). Isto resulta num fluxo de calor tendo componentes nas direções axial e radial. Assim, as equações diferenciais da transferência de calor em regime permanente possuem somente duas variáveis espaciais, e foram prontamente resolvidas expandindo a temperatura como uma série infinita de funções de Bessel.

A variação das temperaturas em regime permanente com a posição axial é reproduzida na Tabela 1.4 para um dos motores analisados por Sengupta e Sreenivasan, onde os valores medidos são mostrados em parênteses.

Tabela 1.4 - Comparação das temperaturas calculada e medida de um motor de indução TEFC, investigado por Sengupta e Sreenivasan (1977).

Região	$z = 0$	$z = 0,25 L$	$z = 0,50 L$	$z = 0,75 L$	$z = L$
<i>Rotor</i>	84,9 (87,0)	86,8	88,4	88,9	88,0 (89,0)
<i>Estator</i>	71,9 (67,5)	70,8 (67,5)	70,3 (67,5)	70,8 (67,5)	71,9 (67,5)
<i>Carcaça</i>	22,5 (19,0)	27,5 (24,0)	34,0 (35,0)	43,0 (41,0)	37,0 (35,0)

Os dados da Tabela 1.4 mostram que os erros são grandes na região da carcaça. Isto era esperado, devido à grande incerteza na consideração das condições de contorno existentes na superfície da máquina. Os valores de temperatura calculadas (e medidas) na região do estator mostram uma surpreendente simetria sobre o plano radial central do motor.

1.4 - Escopo do Trabalho

Neste capítulo foi realizada uma introdução sobre o trabalho a ser desenvolvido, apresentando a motivação, os objetivos a serem alcançados e uma revisão bibliográfica dos trabalhos disponíveis na literatura que estão relacionados ao tema. Esta revisão objetivou apresentar as principais metodologias utilizadas para solucionar o problema da transferência de calor em máquinas elétricas, além de evidenciar os principais avanços de pesquisa nesta área.

O principal objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de um modelo para solucionar a distribuição de temperatura de um motor de indução. O Capítulo 2 contempla o desenvolvimento da metodologia de solução do modelo térmico híbrido proposto para analisar esta distribuição de temperatura.

O Capítulo 3 apresenta as considerações e a solução do escoamento através da caixa defletora do motor elétrico em estudo. Esta solução é base de entrada para um estudo posterior, a simulação do escoamento e transferência de calor na superfície externa do motor, relatada no Capítulo 4.

O desempenho do modelo térmico desenvolvido é validado com dados experimentais, e no Capítulo 5 estes testes experimentais são explorados. A comparação detalhada entre os resultados previstos pelo modelo e os obtidos experimentalmente é realizada no Capítulo 6.

No Capítulo 7 a conclusão do trabalho é apresentada de forma a deixar clara a contribuição do mesmo, além de recomendações de possíveis tópicos para a continuação da pesquisa.

Ao final do trabalho é anexada uma série de apêndices. No Apêndice A é mostrado o circuito térmico equivalente resultante, com todos os seus detalhes inclusos. O Apêndice B apresenta a metodologia de solução para a condução axisimétrica em coordenadas cilíndricas. Já o Apêndice C enfoca a obtenção das correlações experimentais usadas para a obtenção dos coeficientes convectivos usados no modelo. E, por fim, a obtenção das resistências térmicas envolvidas é apresentada no apêndice D.

Por se tratar de um assunto que é de grande interesse para engenheiros eletricitistas, e que muitas vezes estes não estão familiarizados com alguns conceitos e definições relacionados com a transferência de calor e a mecânica dos fluidos, ao longo do texto, a linguagem e as descrições algumas vezes utilizadas podem parecer um tanto quanto elementar para os especialistas no tema. Buscou-se, no entanto, privilegiar o bom entendimento por leitores não iniciados no assunto em detrimento da preocupação com um texto mais sucinto e conciso.

Modelo Térmico Híbrido com Fontes de Calor Distribuídas

2.1 - Introdução

O presente capítulo trata do desenvolvimento do modelo térmico híbrido proposto para analisar a distribuição de temperatura em um motor de indução.

Como comentado anteriormente, 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.

O modelo é aplicado para um motor de indução trifásico (50 cv, 440 V, IV pólos) em gaiola. A validação do modelo é confirmada por dados experimentais de temperatura em pontos estratégicos nas diferentes partes do sistema em estudo.

2.2 - 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.

A Figura 2.1 apresenta um desenho ilustrativo do motor em consideração. Parte da figura é apresentada em corte, ilustrando as partes internas do motor.

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.

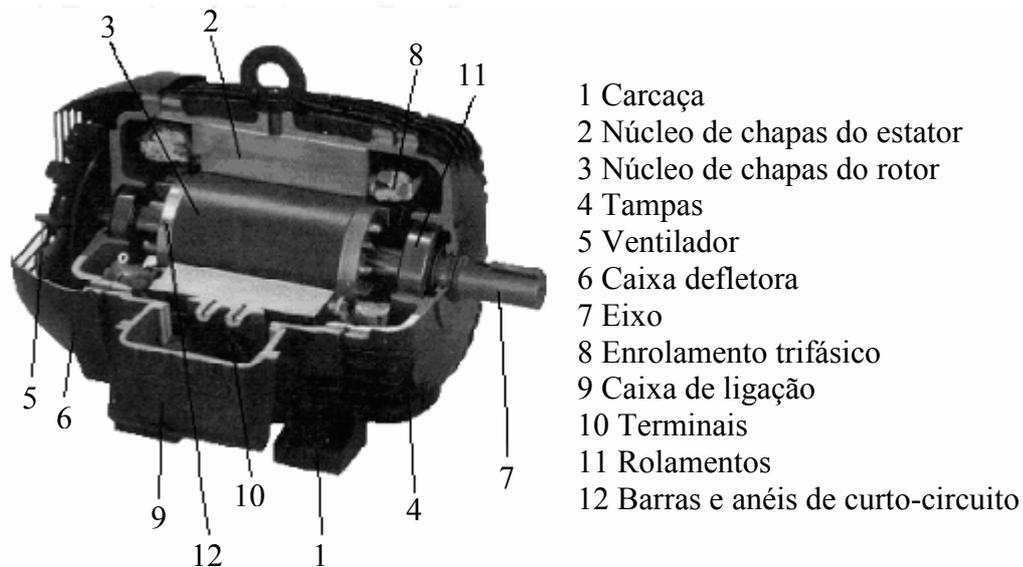


Figura 2.1 - Desenho ilustrativo de um motor de indução trifásico.

2.3 - 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 de indução, deve-se idealizar uma geometria e dividi-la levando em consideração:

- Parâmetros geométricos;
- Propriedades físicas;
- Perdas internas (fontes de calor);
- Temperaturas que se deseja obter.

O presente modelo foi idealizado dividindo o motor nos seguintes elementos térmicos básicos (componentes), mostrado na Figura 2.2: (i) eixo, (ii) coroa do rotor, (iii) ranhuras do rotor, (iv) conjunto de barras do rotor, (v) anel de curto, (vi) dentes do estator, (vii) coroa do estator, (viii) enrolamento de cobre, (ix) isolantes, (x) cabeça da bobina, (xi) tampas, (xii) carcaça. Para cada elemento, resistências térmicas foram definidas levando em conta os parâmetros geométricos e propriedades físicas dos materiais envolvidos.

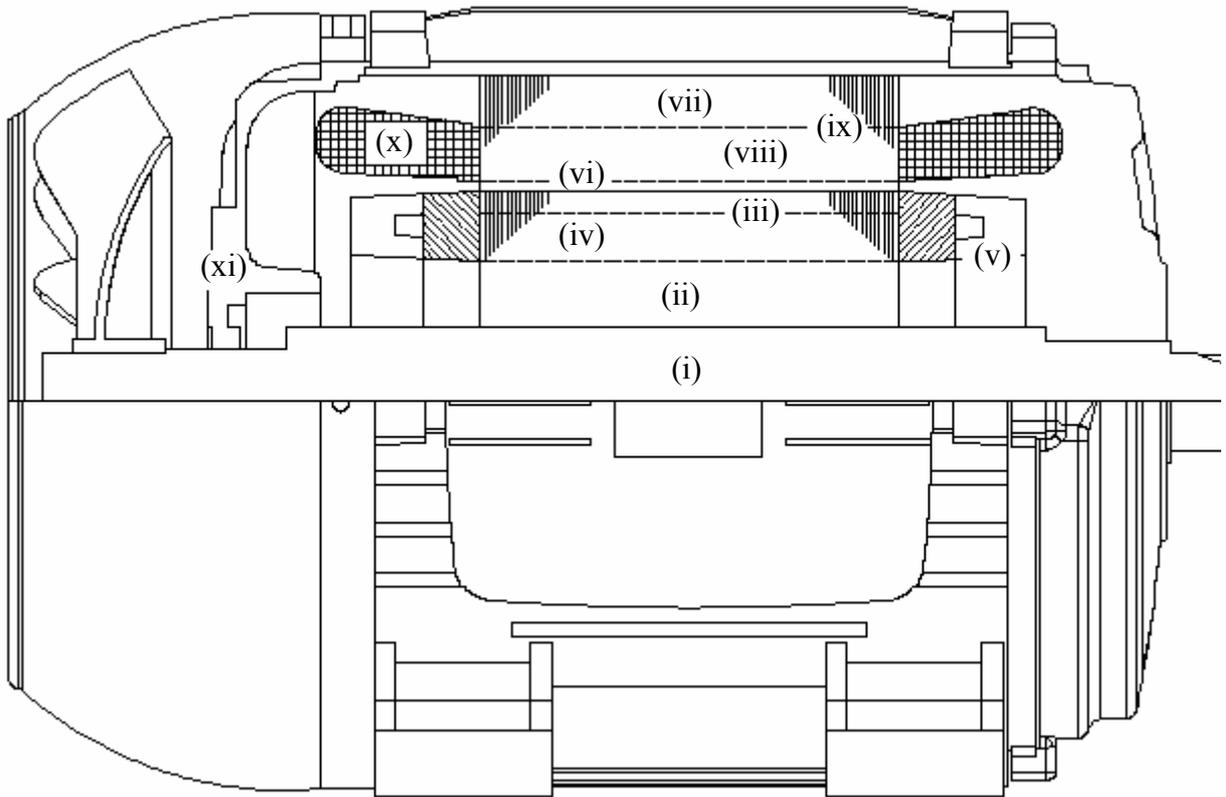


Figura 2.2 - Subdivisão do motor em elementos térmicos básicos.

2.4 - Formulação do Modelo Térmico Híbrido

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

$$k_x \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + k_y \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + q^* = 0 \quad (2.1)$$

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

A Equação (2.1) pode ser expressa para um ponto nodal central 1, em termos dos pontos nodais adjacentes 2, 3, 4 e 5, como mostrado na Figura 2.3:

$$\frac{T_2 - T_1}{R_1} + \frac{T_3 - T_1}{R_2} + \frac{T_4 - T_1}{R_3} + \frac{T_5 - T_1}{R_4} + q_0 = 0 \quad (2.2)$$

onde T_1 representa a temperatura no ponto nodal 1, e assim respectivamente, q_0 é a fonte de calor no ponto nodal 1, e R_1 , R_2 , R_3 e R_4 representam as resistências térmicas entre os pontos 1-2, 2-3, 3-4, e 4-5, respectivamente.

Desta forma, pontos nodais são atribuídos a diferentes elementos do motor, e as resistências térmicas, determinadas para cada elemento, são localizadas entre estes 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.

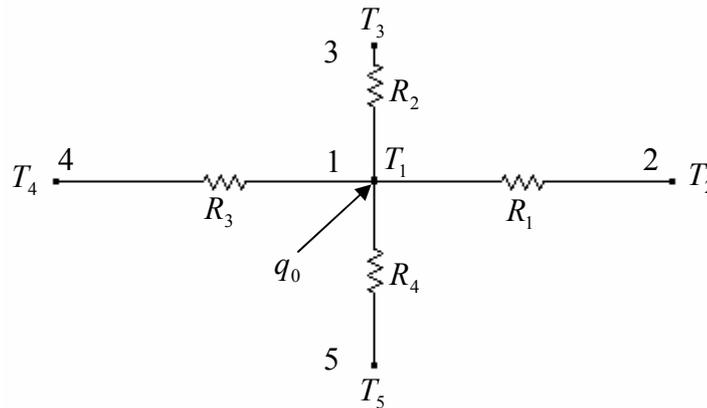


Figura 2.3 - Representação de um circuito elétrico equivalente.

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 esquematicamente na Figura 2.4.

O nível de detalhamento do modelo é determinado pelo número de pontos nodais, e para cada ponto nodal uma equação similar a Equação (2.2) é utilizada para determinar o valor de temperatura neste ponto. Quanto maior o nível de detalhamento, maior o número de equações a serem resolvidas.

O modelo é aplicado para um quadrante do motor, ou seja, todas as resistências térmicas são calculadas para um quarto de área, e cada perda interna localizada tem seu valor total dividido por quatro. Assume-se assim que o motor possui simetria circunferencial.

O circuito térmico equivalente resultante detalhado é encontrado no Apêndice A, onde são mostradas todas as resistências térmicas envolvidas, as localizações das perdas internas e a temperatura ambiente.

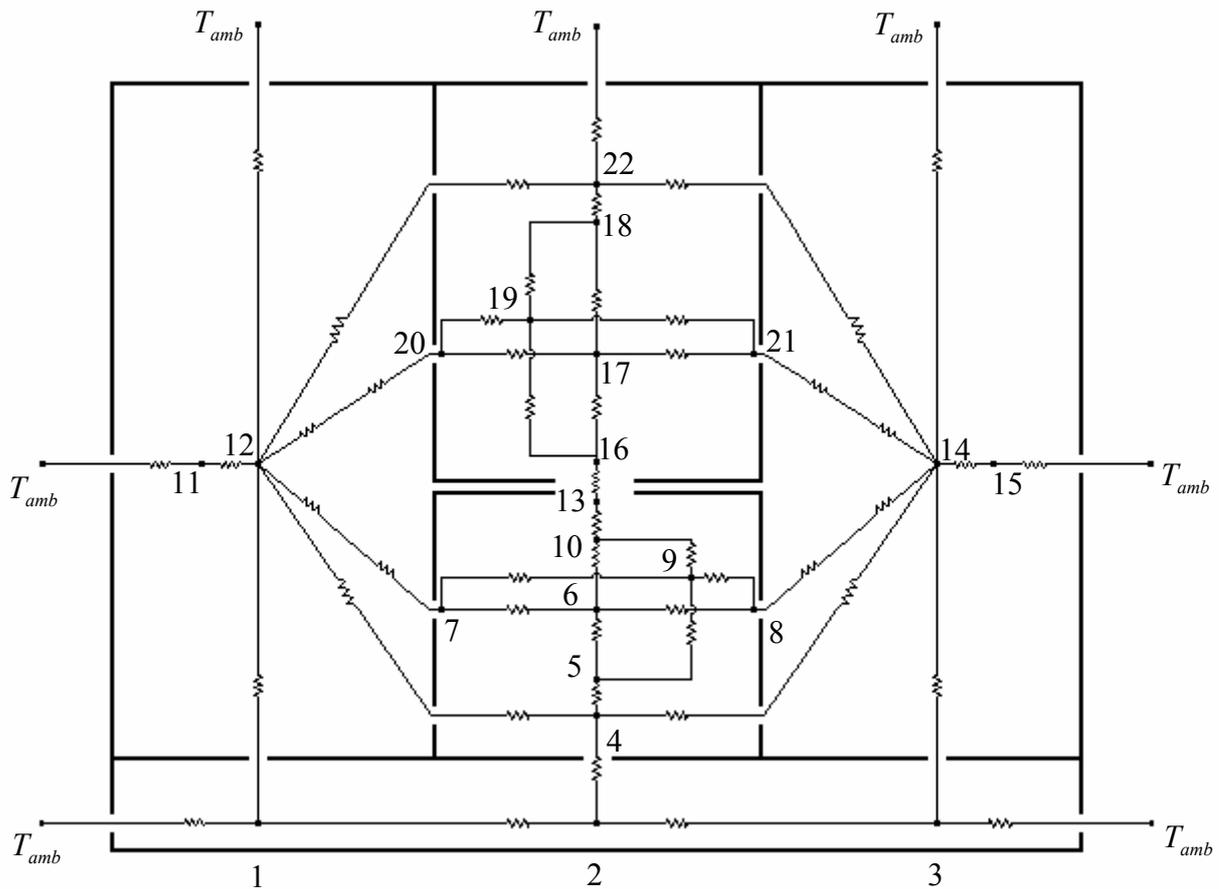


Figura 2.4 - Representação esquemática do Modelo Térmico Híbrido do motor de indução.

2.5 - 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 os fluxos de calor nestas direções são 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 estão reproduzidas a seguir.

(a) Direção radial:

$$R_{x-r} = \frac{2 \cdot \ln(r_e / r_i)}{\pi \cdot k_x \cdot L} \quad (2.3)$$

(b) Direção axial:

$$R_{x-a} = \frac{L}{k_x \cdot A_{x-a}} \quad (2.4)$$

onde o índice inferior x nas resistências identifica o componente, r_e e r_i são os raios externo e interno do elemento cilíndrico, respectivamente, L é o comprimento, k_x é a condutividade térmica do elemento, e A_{x-a} a área do elemento na direção axial.

A Equação (2.3) é válida quando um componente ocupa toda a área do quadrante. Para os segmentos de arco cilíndricos esta resistência é avaliada proporcionalmente à área ocupada no quadrante. Para a resistência avaliada no eixo do motor utiliza-se uma metodologia particular, devido à impossibilidade da utilização da Equação (2.3), pelo fato do eixo possuir raio interno igual a zero. Esta solução alternativa da resistência de condução do eixo é apresentada no Apêndice B.

A Tabela 2.1 apresenta os valores de condutividade térmica usados no equacionamento das resistências térmicas de condução para cada componente do motor. Estes valores foram obtidos de Incropera e De Witt (1992), e de dados de catálogo de fabricantes.

Para os pacotes de chapas laminadas do estator e rotor (Aço Usicore 360I) utilizou-se a suposição física de que estes seriam corpos homogêneos com condutividade térmica anisotrópica. Os valores das condutividades térmicas na direção axial (ka_r e ka_{es}) foram obtidos de Bousbaine (1999).

Um outro aspecto importante na transferência de calor por condução se refere às resistências térmicas de contato. As resistências de contato são difíceis de serem determinadas e têm sido objeto de extensa investigação como, por exemplo, em Fletcher (1988).

Tradicionalmente a avaliação destas resistências é feita experimentalmente através da medição de temperatura ao longo dos sólidos em contato e, por extrapolação pode-se associar a uma resistência à descontinuidade do perfil de temperatura no contato. Recentemente novas metodologias têm sido adotadas como, por exemplo, técnicas óticas conforme introduzido por Ohson *et al.* (1999). As resistências de contato são influenciadas por diversos fatores tais como a pressão de contato, o acabamento superficial das peças em contato, a substância que

ocupa os espaços intersticiais, etc. Trabalhos recentes têm demonstrado o efeito de deformações plásticas (diferentemente de deformações elásticas como é regularmente assumido na literatura) na resistência de contato, conforme Williamson *et al.* (1992), bem como a natureza do recobrimento superficial, comentado por Chung *et al.* (1992).

No presente modelo as resistências térmicas de contato foram modeladas a partir de informações obtidas na literatura e apresentam grande incerteza em suas avaliações.

Tabela 2.1 - Condutividades térmicas para diferentes componentes do motor.

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

Resistência de Contato Estator-Carcaça

Quando duas superfícies são unidas para formar uma interface, a real área de contato sólido-sólido entre elas é geralmente uma pequena fração da área de contato aparente. Quando um gradiente de temperatura uniforme é aplicado ao longo de superfícies unidas, o efeito resultante da interface no processo de transferência de calor é a formação de uma descontinuidade na temperatura como mostrado na Figura 2.5. As linhas de fluxo térmico convergem para os pontos de contato sólido-sólido, e assim este caminho da transferência de calor fornece um considerável aumento na resistência térmica, ao contrário do observado para as regiões distantes do contato.

A resistência de contato é comumente definida como a razão entre a queda de temperatura na interface do contato e o fluxo térmico através do mesmo. Matematicamente, a resistência térmica de contato pode ser escrita como:

$$r_c = \frac{1}{h_c} = \frac{\Delta T}{q''} \quad (2.5)$$

onde r_c é a resistência térmica de contato, h_c é a condutância térmica de contato, ΔT é a queda de temperatura na interface, e q'' é a densidade de fluxo térmico da interface.

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 estator e carcaça estão unidos e da temperatura média de operação do motor.

A força de compressão pode ser estimada das dimensões originais do diâmetro interno da carcaça e do diâmetro externo do estator (antes do estator ser prensado na carcaça) e das propriedades físicas de seus materiais. Nota-se no entanto, que em vista dos diferentes processos de fabricação adotados para a fabricação das diferentes máquinas, o ajuste entre o estator e a carcaça é sujeito a uma grande variação.

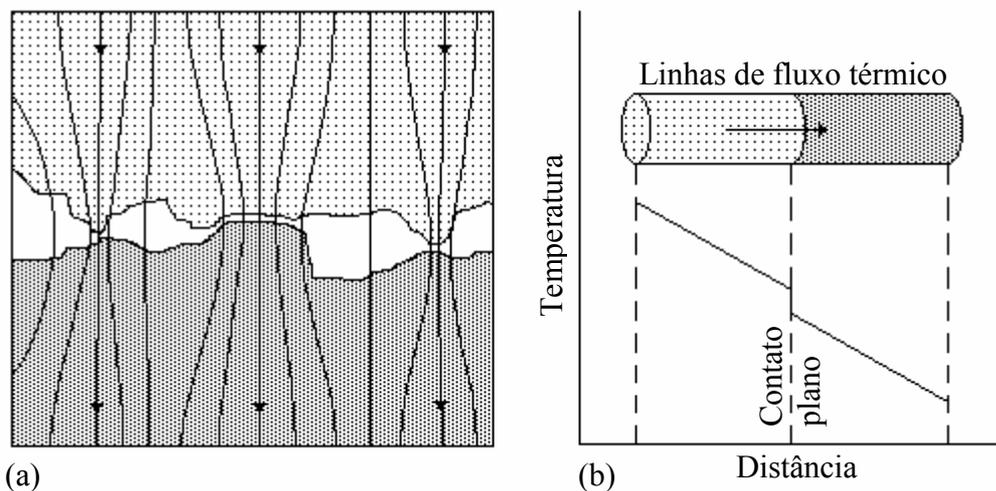


Figura 2.5 - (a) Distribuição do campo térmico na interface (b) Queda de temperatura devido à resistência térmica interfacial.

Variações superficiais existem entre as dimensões mesmo para máquinas supostamente idênticas (após o processo de fabricação, nenhuma máquina é exatamente igual), o que resulta

em uma diferença substancial entre os valores reais e calculados das resistências térmicas de contato.

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 (1998). Três pacotes de chapas com valores de pressão de empacotamento, a pressão na qual o pacote de chapas é prensado, de 0,28, 0,56 e 0,84 N/mm² (40; 80 e 120 psi) 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/mm² (100 psi).

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.

O trabalho de Hamdi (1998) confirmou que a resistência térmica de contato diminui com o aumento da pressão de empacotamento, conforme esperado. Este efeito é mais apreciável em valores baixos de pressão de contato entre o estator e a carcaça, e isto é de importância fundamental no caso de superfícies corroídas. Usinando a superfície do estator foi encontrado uma redução da resistência térmica de contato de 18 a 35%, e este efeito foi observado como sendo pouco dependente da pressão de empacotamento.

A Tabela 2.2 apresenta a comparação dos valores de resistências térmicas de contato para as diferentes condições superficiais com pressões de empacotamento de 0,28; 0,56 e 0,84 N/mm² (40; 80 e 120 psi).

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. A Figura 2.6 mostra graficamente a variação da resistência térmica de contato com a pressão de contato para as três diferentes pressões de empacotamento.

Uma expressão que possibilita a determinação da resistência térmica de contato em função das pressões de empacotamento e de contato conforme os dados da Figura 2.6 é:

$$r_c = [54,60 - 72,14 \cdot (p_{emp}) + 36,99 \cdot (p_{emp})^2 - 21,14 \cdot (p_c) + 32,91 \cdot (p_{emp}) \cdot (p_c) - 11,84 \cdot (p_{emp})^2 \cdot (p_c)] \times 10^{-4} \quad (2.6)$$

onde r_c é a resistência térmica de contato [(m².°C)/W], p_{emp} é a pressão de empacotamento [N/mm²], e p_c é a pressão de contato [N/mm²].

A Equação (2.6) somente é válida para pressões de empacotamento na faixa de 0,28 a 0,84 N/mm² e pressões de contato na faixa de 0 a 0,7 N/mm².

Tabela 2.2 - Resistência de contato entre estator e carcaça ($r_c \times 10^4$), obtidos de Hamdi (1998).

Pressão de Contato, p_c [N/mm ²]	Resistência Térmica de Contato, $r_c \times 10^4$ [(m ² ·°C)/W]								
	Pressão de Empacotamento, $p_{emp} = 0,28$ N/mm ² (40 psi)			Pressão de Empacotamento, $p_{emp} = 0,56$ N/mm ² (80 psi)			Pressão de Empacotamento, $p_{emp} = 0,84$ N/mm ² (120 psi)		
	Corroída	Limpa	Usinada	Corroída	Limpa	Usinada	Corroída	Limpa	Usinada
	0,0	37,3	24,5	20,1	25,8	20,1	13,9	20,1	19,2
0,7	28,3	15,1	12,4	21,3	14,4	10,6	18,8	13,6	8,5

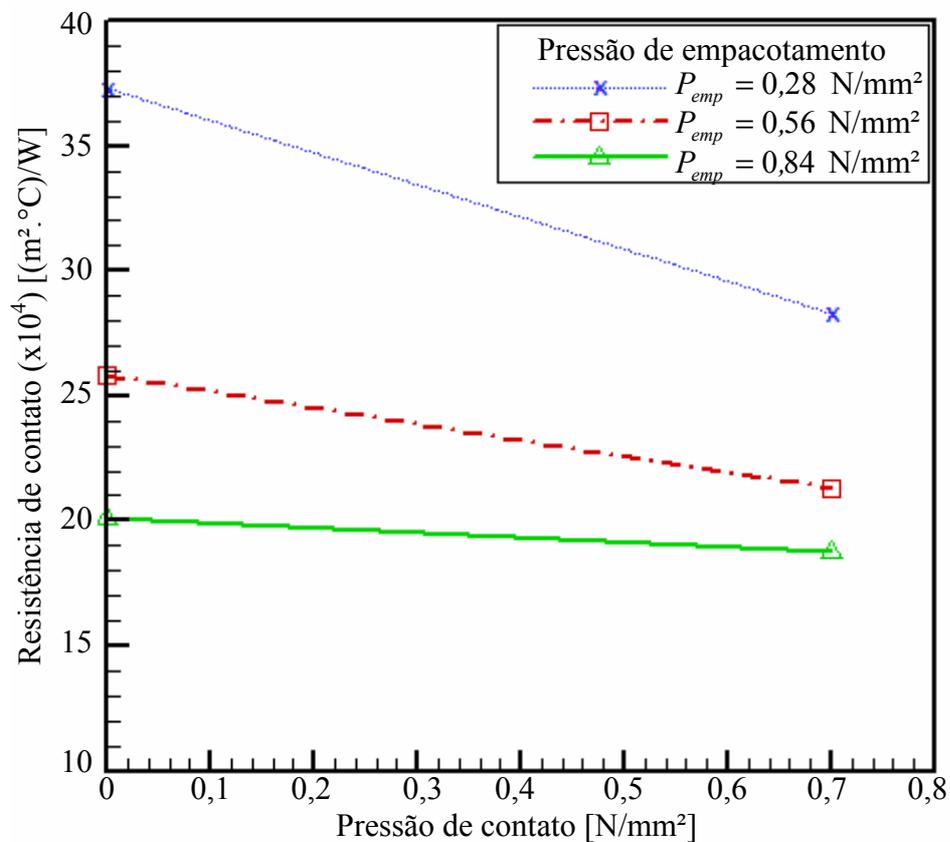


Figura 2.6 - Dependência entre a resistência térmica de contato, pressão de empacotamento, e a pressão de contato.

2.6 - 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, a resistência térmica entre a superfície sólida exposta e o fluido interno ou externo é definida como:

$$R_{conv_y} = \frac{1}{h_y \cdot A_y} \quad (2.7)$$

onde h_y é o coeficiente de transferência convectiva e A_y é a área de contato com o fluido. O índice inferior y na resistência de convecção correlaciona a superfície analisada (externa, interna ou entreferro).

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

$$R_{conv_ext03} = \frac{1}{h_{ext03} \cdot A_t \cdot \eta_o} \quad (2.8)$$

Esta eficiência global da superfície, η_o , que caracteriza o conjunto de aletas e a superfície da base sobre a qual está montada, é função da área da superfície aletada A_f , da área total da superfície A_t e da eficiência de uma aleta η_f (Incropera e De Witt, 1992):

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f \cdot N_f}{A_t} \cdot (1 - \eta_f) \quad (2.9)$$

onde N_f é o número total 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 de características do fluido (temperatura, viscosidade, condutividade térmica, calor específico).

O cálculo dos coeficientes de transferência convectiva usados no modelo serão 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. Tais cálculos são apresentados em detalhes no Apêndice C.

A Tabela 2.3 apresenta os coeficientes de transferência convectiva de calor para o motor adotado no presente trabalho.

Tabela 2.3 - Coeficientes de convecção usados no modelo.

Superfície Analisada	Fluido	Coefficiente de Convecção [W/(m ² .°C)]
<i>Interna as tampas</i>	<i>Ar interno</i>	$h_{int} = 41$
<i>Entreferro</i>	<i>Ar interno</i>	$h_{entfe} = 60$
<i>Externa à tampa traseira</i>	<i>Ar externo</i>	$h_{ext01} = 49$
<i>Carcaça</i>	<i>Ar externo</i>	$h_{ext03} = 62$
<i>Externa à tampa dianteira</i>	<i>Ar externo</i>	$h_{ext04} = 5$
<i>Ponta dianteira do eixo</i>	<i>Ar externo</i>	$h_{ext05} = 63$

2.7 - Transferência de Calor por Radiação

A única superfície onde a radiação foi considerada, é a superfície externa aletada da carcaça.

A radiação é incluída adicionando ao coeficiente por convecção da superfície aletada um coeficiente equivalente para a radiação. Este coeficiente de radiação é definido como sendo:

$$h_r = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{ca} + T_{amb}) \cdot (T_{ca}^2 + T_{amb}^2) \quad (2.10)$$

onde ε é a emissividade da superfície, σ é a constante de Stefan-Boltzmann, T_{ca} a temperatura absoluta da carcaça e T_{amb} a temperatura absoluta do ambiente externo.

Todas as resistências térmicas, para todos os mecanismos de transferência de calor apresentados acima, são apresentadas em detalhe no Apêndice D.

2.8 - 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 dissipada para fora do motor, evitando a elevação excessiva de temperatura.

Nos motores elétricos, as perdas de energia elétrica podem ser divididas em perdas variáveis que são proporcionais à variação da corrente absorvida (perdas joule nos enrolamentos do estator, perdas joule no rotor e perdas suplementares) e perdas fixas que não variam com a corrente absorvida (perdas no ferro). Conseqüentemente, a influência destas perdas no comportamento térmico do motor depende da tensão e da carga que são aplicadas, uma vez que a tensão influencia nas perdas no ferro e nas perdas joule, e a carga influencia nas perdas joule.

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. 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.

Perdas Joule nos Enrolamentos de Cobre do Estator (P_{j1})

Tais perdas resultantes da circulação da corrente nos condutores dos enrolamentos, ocasionando o aquecimento dos mesmos. São definidas como sendo proporcional ao produto da resistência do enrolamento pelo quadrado da corrente.

Perdas Joule no Conjunto de Barras do Rotor (P_{j2})

Estas perdas estão associadas à potência ativa transferida do enrolamento do estator ao rotor através do entreferro. São determinadas pela diferença entre a potência ativa 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 eletromagnético girante, as barras do rotor "cortam" linhas de força magnética do campo e, pelas leis do eletromagnetismo, circularão nele 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.

Perdas Suplementares (P_s)

As perdas suplementares são causadas pela força magneto motriz 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).

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 2.7 mostra a localização de cada perda no Modelo Térmico Híbrido proposto.

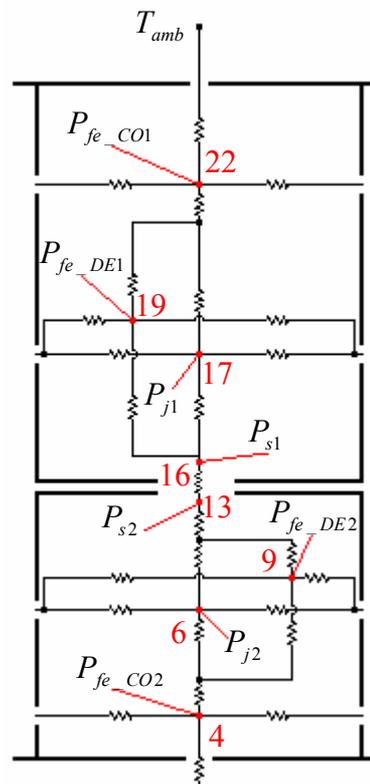


Figura 2.7 - Fontes de calor no Modelo Térmico Híbrido.

A Tabela 2.4 apresenta o valor das perdas obtidas por ensaios elétricos para o motor em estudo.

Tabela 2.4 - Perdas internas usadas no modelo, motor submetido à potência nominal.

Localização das Perdas	Simbologia	Valor [W] por Quadrante
<i>Perda Joule no Estator</i>	P_{j1}	271,8
<i>Perda Joule no Rotor</i>	P_{j2}	153,1
<i>Perda Suplementar no Estator</i>	P_{s1}	21,6
<i>Perda Suplementar no Rotor</i>	P_{s2}	86,6
<i>Perda no Ferro nos Dentes do Estator</i>	P_{fe_DE1}	61,9
<i>Perda no Ferro nas Ranhuras do Rotor</i>	P_{fe_DE2}	30,3
<i>Perda no Ferro na Coroa do Estator</i>	P_{fe_CO1}	161,2
<i>Perda no Ferro na Coroa do Rotor</i>	P_{fe_CO2}	0,75

2.9 - Solução do Modelo Térmico Híbrido

O Modelo Térmico Híbrido completo é representado por vinte e dois pontos nodais, conforme Figura 2.4 (em detalhe no Apêndice A), 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_{12} - ar interno à tampa traseira, T_{14} - 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.

Satisfazendo a conservação da energia em regime permanente para cada ponto nodal, tem-se para o ponto nodal i :

$$\sum \frac{(T_j - T_i)}{R_{ij}} + q_i = 0 \quad (2.16)$$

onde T_i e T_j são temperaturas nodais, R_{ij} resistências térmicas entre os pontos i e j , e q_i perdas no ponto nodal i . Resolvendo este sistema de vinte e duas equações (Método de Newton-Raphson) obtêm-se as temperaturas de todos os pontos nodais.

2.10 - Resultados Preliminares e Discussões

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 = IV, Frequência = 60Hz, Tensão = 440V, Corrente = 61,684A (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 validação do modelo é confirmada por dados experimentais de temperatura em alguns pontos estratégicos. Esta instrumentação foi realizada apenas no estator do motor em estudo e será apresentada no Capítulo 5.

A Tabela 2.5 mostra a comparação entre temperaturas previstas pelo modelo e temperaturas medidas experimentalmente com o motor em 100% de carga.

Tabela 2.5 - Comparação entre temperaturas previstas pelo modelo e temperaturas medidas.

Componente	Temperatura Medida [°C]	Temperatura Prevista [°C]	Diferença [°C]
<i>Superficial da carcaça (T_{25})</i>	70,2	68,4	1,8
<i>Coroa do estator (T_{22})</i>	94,5	84,2	10,3
<i>Dentes do estator (T_{19})</i>	100,1	90,3	9,8
<i>Diâmetro interno da coroa do estator (T_{18})</i>	100,5	87,7	12,8

Conforme observadas na tabela, as temperaturas determinadas experimentalmente estão acima daquelas obtidas através do modelo, o que de certa forma era esperado uma vez que algumas resistências de contato foram desconsideradas. Deve-se notar que os resultados do modelo foram obtidos a partir de resistências térmicas estimadas a partir de informações obtidas na literatura e que nenhum ajuste foi feito de forma a aproximar os dados computados daqueles medidos. Considerando o exposto pode-se dizer que, nesta primeira aproximação, há

uma boa concordância entre os valores obtidos com o modelo teórico e os valores experimentais.

Uma das vantagens de um modelo como este é permitir que a importância de cada componente 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. Este resultado indica que no controle do aumento de temperatura do motor, particular atenção deve ser dedicada ao projeto da carcaça. Os resultados aqui obtidos 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 da carcaça do motor em estudo.

Escoamento na Caixa Defletora

3.1 - Introdução

Neste estudo, o motor analisado é um motor *TEFC* (*Totally Enclosed Fan Cooled*). Trata-se de uma máquina totalmente fechada, cujo resfriamento é aumentado pela adição de um ventilador instalado atrás da tampa traseira, acionado pela própria máquina soprando ar sobre a superfície externa aletada. Tal arranjo é chamado de conjunto caixa defletora.

A necessidade de prever com uma melhor exatidão o coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície externa aletada do motor, coeficiente este decisivo para o sucesso do modelo desenvolvido anteriormente, motivou a investigação detalhada do escoamento e da transferência de calor desta superfície externa aletada.

Para atingir este objetivo, primeiramente é necessária a avaliação do escoamento no interior da caixa defletora 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 aletada.

No presente momento, já existe a necessidade de obter esse campo de velocidade, pois a correlação usada na obtenção do coeficiente convectivo da superfície externa aletada requer, como dado de entrada, o campo de velocidade que incide sobre esta superfície.

O que será apresentado neste capítulo é a solução do campo de velocidade no interior do conjunto caixa defletora, gerado pelo movimento de rotação das pás do ventilador (Figura 3.1). No capítulo seguinte, será explorado o escoamento e a transferência de calor na superfície externa aletada do motor

Este tipo de problema pode ser resolvido lançando mão, fundamentalmente, de duas ferramentas: (1) experimentação em laboratório; e (2) experimentação numérica. Com relação à experimentação em laboratório, sua grande vantagem é o fato de tratar com a configuração real. Porém, seu altíssimo custo, inviabiliza sua utilização no contexto do presente trabalho. A necessidade de obtenção do campo de velocidade na saída da caixa defletora, incluindo, além da magnitude, a orientação dos vetores velocidades, embute na experimentação em laboratório custos extremamente elevados sem a garantia de atingir a solução adequada.

Já a experimentação numérica (uso de técnicas numéricas), praticamente não apresenta restrições, podendo resolver problemas com complicadas condições de contorno, definidos

em geometrias arbitrárias e apresentando resultados com grande rapidez. Porém, lançar mão da ferramenta numérica é adequado e confiável somente quando se está de posse de um método numérico que resolva corretamente as equações diferenciais, e de um modelo matemático que represente com fidelidade o fenômeno físico em questão.

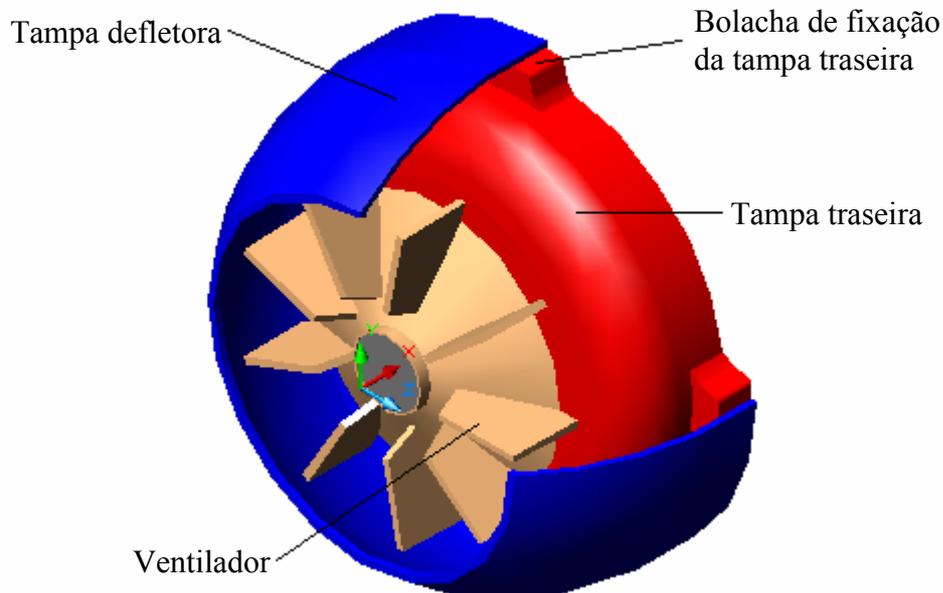


Figura 3.1 - Conjunto caixa defletora.

Esta experimentação numérica em mecânicas dos fluidos e transferência de calor, bastante conhecida como *CFD - Computational Fluid Dynamics*, tem tido um desenvolvimento impressionante nestes últimos 30 anos. A relativa facilidade de aplicação dos métodos numéricos, mesmo em problemas complexos, e a grande disseminação do computador foram responsáveis por este avanço.

CFD é uma técnica sofisticada de análise que mostra partes do sistema ou fenômenos que acontecem dentro deste sistema que não seriam visíveis de outra maneira. É uma ferramenta para prever o que acontece sob um conjunto de circunstâncias, facilitando sobremaneira o projeto de equipamentos e componentes, testando muitas variações, até alcançar um resultado ótimo.

Os modelos de *CFD* representam os diversos tipos de escoamento através de equações matemáticas baseadas em leis físicas. As equações consideradas pelos modelos são as de conservação da massa e energia, acrescidas das equações de conservação da quantidade de movimento e de grandezas relacionadas a um modelo de turbulência. Entretanto, o escoamento e os demais processos de transferência associados são focalizados em escala “microscópica”. A geometria do sistema a ser simulado é comumente dividida em pequenos

volumes, para os quais são estabelecidas as equações de conservação. Isto caracteriza a aproximação numérica chamada de Método dos Volumes Finitos (*MVF*), que a grande maioria dos modelos matemáticos de *CFD* utilizam para solucionar os problemas de escoamento e transferência de calor.

Os modelos de *CFD* têm a capacidade de prever a distribuição de velocidade e temperatura do ar no sistema, permitindo uma análise detalhada do escoamento e da transferência de calor no interior dos mesmos.

Existem inúmeros códigos comerciais de *CFD* disponíveis para utilização, e a escolha entre o desenvolvimento de um código próprio ou a utilização de um código pronto consiste em confrontar alguns aspectos: (1) a complexidade do problema proposto; (2) a disponibilidade de utilização do código; (3) os modelos matemáticos que representam com fidelidade o fenômeno físico; (4) os métodos numéricos disponíveis para o tratamento das equações; (5) a rapidez de obtenção da solução do problema; e (6) a facilidade de pós-processamento da solução encontrada.

Analisado todos os aspectos descritos anteriormente, optou-se pela utilização do código comercial *Fluent* devido a sua disponibilidade de utilização, a complexidade do problema proposto e ao fato do mesmo possuir algumas características importantes, tais como: uma ampla gama de modelos matemáticos, esquemas de interpolação e métodos de acoplamento. Entretanto, os resultados obtidos por este código comercial de *CFD* devem ser confiáveis e este é um ponto de extrema importância a ser observado.

Existem dois tipos de erros que podem estar presentes na solução numérica quando os resultados são comparados com a realidade física do problema:

(1) Os erros numéricos propriamente ditos, resultantes da má utilização das equações diferenciais. Aspectos como precisão da solução e convergência do algoritmo são testados nesta fase. Esta validação numérica verifica a qualidade do modelo numérico;

(2) Os erros resultantes do uso de equações diferenciais que não representam adequadamente o fenômeno. Portanto, a validação física preocupa-se com a fidelidade do modelo matemático para com o problema físico em questão.

A validação numérica pode ser garantida com a avaliação de alguns critérios de convergência do processo iterativo ou balanços de propriedades no interior do domínio de solução (como a conservação da massa). Já a validação física necessita de dados experimentais para a comparação dos resultados numéricos com os resultados experimentais.

A seguir será apresentada a metodologia utilizada na solução das equações que descrevem o escoamento no interior do conjunto caixa defletora.

3.2 - Modelo Matemático

A obtenção da solução do escoamento no interior do conjunto caixa defletora requer a habilidade da escolha do modelo matemático correspondente. O modelo matemático deve ser tal que possa ser resolvido com tempos de computação não-proibitivos e que os resultados obtidos representem corretamente o fenômeno físico em questão.

Algumas hipóteses foram necessárias visando modelar o escoamento no interior do conjunto caixa defletora, estas hipóteses influenciam diretamente os termos das equações que representam o problema.

O modelo matemático baseia-se fundamentalmente na solução das equações da conservação da massa, da conservação da quantidade de movimento (*Navier-Stokes*) e de estado, a partir do conhecimento das condições existentes nas suas fronteiras. As seguintes considerações foram adotadas:

- (1) Escoamento tridimensional e em regime permanente;
- (2) Escoamento incompressível;
- (3) Forças de campo desprezadas;
- (4) Escoamento turbulento.

Com relação ao fluido (ar), o mesmo é admitido como newtoniano com massa específica constante igual a $1,225 \text{ kg/m}^3$ e viscosidade molecular constante igual a $1,7894 \cdot 10^{-5} \text{ kg/(m.s)}$.

Para um escoamento em um plano de referência inercial, a equação da conservação da massa, ou equação da continuidade, na sua forma geral pode ser escrita como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (3.1)$$

Para o caso particular de interesse, escoamento tridimensional em coordenadas cartesianas, regime permanente, sem variação temporal e espacial da massa específica, a equação da continuidade, é dada por:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.2)$$

onde x , y e z são as coordenadas cartesianas, u , v e w são as componentes da velocidade nas direções x , y e z , respectivamente.

A conservação da quantidade de movimento linear em um plano de referência inercial é descrita por:

$$\frac{\partial(\rho\vec{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{U}\vec{U}) = -\nabla \cdot p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}} + \rho\vec{g} + \vec{F} \quad (3.3)$$

onde p é a pressão estática, $\bar{\bar{\tau}}$ é o tensor tensão (descrito a seguir), $\rho\vec{g}$ e \vec{F} são forças de campo gravitacional e externa, respectivamente.

O tensor tensão $\bar{\bar{\tau}}$ é dado por:

$$\bar{\bar{\tau}} = \mu \left[(\nabla \cdot \vec{U} + \nabla \cdot \vec{U}^T) - \left(\frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{U} I \right) \right] \quad (3.4)$$

onde μ é a viscosidade molecular, I é o tensor unitário, e o segundo termo do lado direito da equação é o efeito da dilatação volumétrica de um volume material de fluido.

Em um escoamento tridimensional em coordenadas cartesianas, regime permanente, sem variação temporal e espacial da massa específica e da viscosidade molecular e desprezando forças de campo, a equação da conservação da quantidade de movimento nas direções x , y e z , são dadas por:

$$x \Rightarrow \rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.5)$$

$$y \Rightarrow \rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.6)$$

$$z \Rightarrow \rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.7)$$

Quando o escoamento é turbulento a viscosidade molecular, μ , das Equações (3.5), (3.6) e (3.7) é substituída por uma viscosidade efetiva, $\mu_{ef} = \mu + \mu_t$, sendo esta, a soma da viscosidade molecular com a viscosidade turbulenta.

Tratando-se de um escoamento em rotação, o modelo criado não é convenientemente resolvido em um plano de referência inercial. Mais adequadamente, deve-se adotar um plano de referência em rotação (sistema acelerado de coordenadas). Nesta situação, a aceleração do sistema de coordenadas é incluída nas equações que descrevem o escoamento. Desta forma, o escoamento em rotação é modelado em um sistema de coordenadas que está movendo-se com o ventilador, experimentando uma aceleração na direção radial.

Quando as equações que descrevem o movimento são resolvidas em um plano de referência em rotação, a aceleração do fluido é aumentada pelos termos adicionais que aparecem nas equações da quantidade de movimento. Assim, o modelo é resolvido em um plano em rotação usando a velocidade absoluta, \vec{U} , ou a velocidade relativa, \vec{U}_r , como a variável dependente. As duas velocidades são relacionadas pela seguinte equação:

$$\vec{U}_r = \vec{U} - (\vec{\Omega} \times \vec{r}) \quad (3.8)$$

onde $\vec{\Omega}$ é o vetor velocidade angular (que é, a velocidade angular do plano em rotação) e \vec{r} é o vetor posição no plano em rotação.

O lado esquerdo da equação da quantidade de movimento linear, Equação (3.3), em um plano em rotação, quando escrito em termos da velocidade absoluta \vec{U} , se torna:

$$\frac{\partial(\rho\vec{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{U}_r\vec{U}) + \rho(\vec{\Omega} \times \vec{U}) \quad (3.9)$$

Em termos da velocidade relativa \vec{U}_r , o lado esquerdo é dado por:

$$\frac{\partial(\rho\vec{U}_r)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{U}_r\vec{U}_r) + \rho(2\vec{\Omega} \times \vec{U}_r + \vec{\Omega} \times \vec{\Omega} \times \vec{r}) + \rho \frac{\partial \vec{\Omega}}{\partial t} \times \vec{r} \quad (3.10)$$

onde $(2\vec{\Omega} \times \vec{U}_r + \vec{\Omega} \times \vec{\Omega} \times \vec{r})$ é a aceleração de Coriolis.

Para escoamentos em um domínio em rotação, a equação da conservação da massa (Equação (3.1)) pode ser escrita como se segue, tanto para formulação velocidade absoluta quanto relativa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{U}_r) = 0 \quad (3.11)$$

No presente trabalho será feito uso da formulação com velocidade absoluta devido à facilidade de convergência que esta formulação proporciona.

A natureza geralmente turbulenta deste tipo de escoamento introduz uma dificuldade adicional ao problema, fazendo com que o campo de velocidade não assuma uma configuração definida variando consideravelmente no espaço e no tempo. Isto torna necessária a introdução de grandezas, ligadas à turbulência, que permitem determinar o campo de velocidade médio deste escoamento.

Um modelo amplamente utilizado para tratar escoamentos turbulentos é o modelo k - ε , no qual são adicionadas duas novas grandezas escalares: a energia cinética turbulenta k e a dissipação da energia cinética ε . Este modelo de duas equações, proposto inicialmente por Launder e Spalding (1972), se caracteriza por sua robustez, economia computacional e razoável precisão na solução de uma ampla gama de escoamentos turbulentos. É um modelo semi-empírico que conta com considerações fenomenológicas e empíricas na obtenção das equações.

Este modelo, no entanto, apresenta deficiências significativas em algumas situações comuns, como por exemplo, na presença de curvatura de linhas de corrente, em regiões com separação, sob ação de campos de forças, o que requer a adoção de um tratamento especial para estas situações.

A solução de um escoamento em rotação, como o que se está analisando, requer a utilização de um modelo k - ε modificado. Uma das variações do modelo k - ε disponíveis é o modelo k - ε RNG (modelo de renormalização k - ε). Esta variação, apresentada por Yakhot e Orszag (1986), é obtida usando uma técnica estatística rigorosa (teoria de renormalização de grupo) e inclui os seguintes refinamentos:

- (1) O modelo RNG tem um termo adicional na equação de transporte de ε , que melhora a precisão para escoamentos rapidamente deformados;
- (2) O efeito de turbilhão da turbulência é incluído no modelo RNG, acentuando a precisão para escoamentos em rotação;
- (3) A teoria RNG fornece uma formulação analítica para os números de Prandtl.

As equações de transporte da energia cinética turbulenta, k , e da dissipação da energia cinética, ε , do modelo k - ε RNG são:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho k u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho k v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho k w) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\alpha_k \mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\alpha_k \mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\alpha_k \mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial z} \right) + \mu_t S^2 - \rho \varepsilon \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \varepsilon u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \varepsilon v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \varepsilon w) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{ef} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{ef} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{ef} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (3.13)$$

onde as quantidades α_k e α_ε são os inversos dos números de Prandtl efetivos para k e ε , respectivamente e $S^2 \equiv 2S_{ij}S_{ij}$ é o módulo da média do tensor taxa de deformação.

A viscosidade turbulenta, μ_t , que compõe a viscosidade efetiva, é calculada em função de k e ε como:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.14)$$

com $C_\mu = 0,0845$, obtido da teoria RNG. É interessante notar que este valor de C_μ é bastante próximo do valor de 0,09 determinado empiricamente no modelo k - ε padrão.

Em geral, a turbulência é afetada pela rotação ou turbilhões no escoamento médio. O modelo k - ε RNG fornece uma opção para avaliar os efeitos da rotação modificando apropriadamente a viscosidade turbulenta. A modificação trás a seguinte forma funcional:

$$\mu_t = \mu_{t0} f\left(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon}\right) \quad (3.15)$$

onde μ_{t0} é o valor da viscosidade turbulenta calculada sem a modificação usando a Equação (3.14), Ω é um número característico rotacional, e α_s é uma constante rotacional que assume diferentes valores dependendo se o escoamento é totalmente dominado pela rotação ou medianamente dominado, se este for o caso α_s é assumido como 0,05 e não pode ser alterado. Para escoamentos totalmente dominado pela rotação, como o que está sendo modelado, um valor mais alto de α_s pode ser usado (na presente modelação α_s está assumindo o valor de 0,07).

Os inversos dos números de Prandtl, α_k e α_ε , são computados usando a seguinte expressão obtida analiticamente da teoria RNG:

$$\left| \frac{\alpha - 1,3929}{\alpha_0 - 1,3929} \right|^{0,6321} \left| \frac{\alpha + 2,3929}{\alpha_0 + 2,3929} \right|^{0,3679} = \frac{\mu}{\mu_{ef}} \quad (3.16)$$

onde $\alpha_0 = 1,0$.

A principal diferença entre modelo k - ε padrão e o RNG está no termo adicional na equação de transporte de ε dado por:

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0}\right) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (3.17)$$

onde $\eta \equiv S \frac{k}{\varepsilon}$, $\eta_0 = 4,38$ e $\beta = 0,012$.

Por fim, as constantes do modelo $C_{1\varepsilon}$ e $C_{2\varepsilon}$ na Equação (3.13) têm valores obtidos analiticamente pela teoria RNG: $C_{1\varepsilon} = 1,42$, $C_{2\varepsilon} = 1,68$.

Escoamentos turbulentos são significativamente afetados pela proximidade de superfícies sólidas. Obviamente, o campo de velocidade média é influenciado pela condição de não escorregamento que deve ser satisfeita na região da parede. Entretanto, a turbulência também é alterada pela presença desta região. Próximo à parede, os efeitos viscosos reduzem as flutuações tangenciais da velocidade, enquanto que o bloqueio cinemático reduz as flutuações normais. Saindo da região próxima à parede, entretanto, a turbulência é rapidamente aumentada pela produção da energia cinética turbulenta devido ao grande gradiente da velocidade média.

Inúmeros experimentos têm mostrado que a região próxima à parede pode ser dividida em três camadas. Na camada mais interna, chamada de “subcamada limite viscosa”, o escoamento é praticamente laminar, e a viscosidade molecular tem papel dominante na transferência de quantidade de movimento. Na camada externa, chamada de “camada completamente turbulenta”, a turbulência predomina. Finalmente, existe uma região entre as duas camadas descritas onde os efeitos viscosos e turbulentos têm igual importância. A Figura 3.2 ilustra estas subdivisões da região próxima à parede, apresentada em coordenadas semi-log.

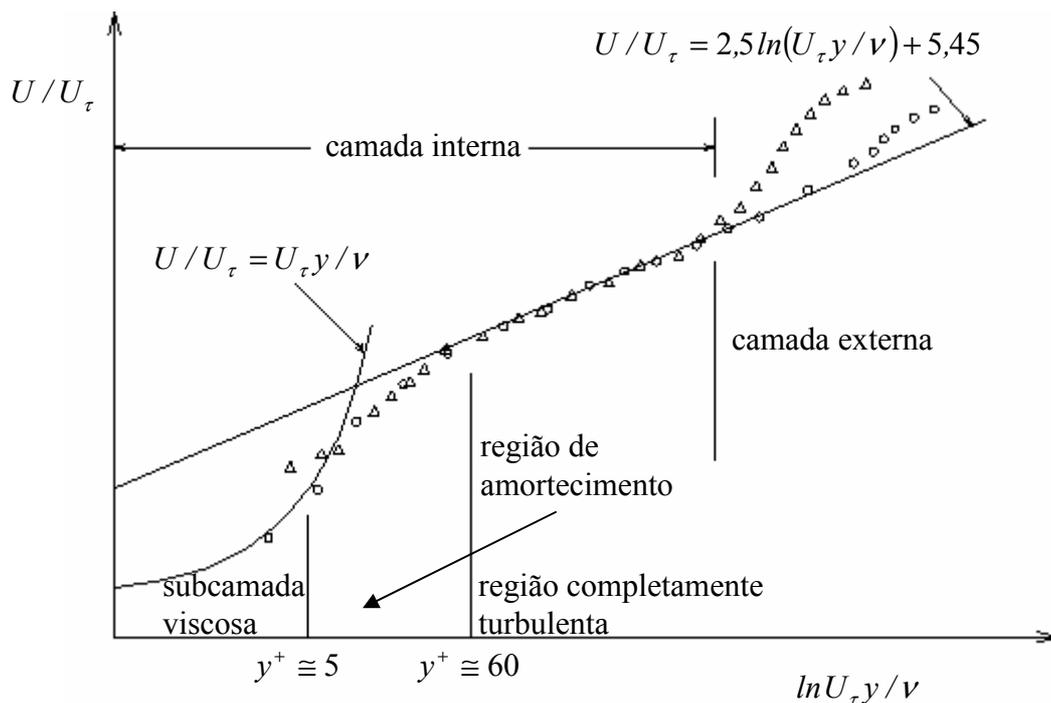


Figura 3.2 - Subdivisões da região próxima à parede em um escoamento turbulento.

A modelação da região próxima à parede é feita através de uma aproximação, as “funções de parede”, que são usadas para fazer a ponte entre a região afetada pelos efeitos viscosos e a região completamente turbulenta. As funções de parede estão baseadas na proposta de Launder e Spalding (1974), e têm sido amplamente utilizadas para inúmeros escoamentos encontrados na natureza e em engenharia.

As funções de parede incluem leis-de-parede para velocidade média (ou outros escalares) e fórmulas para as quantidades turbulentas próximas à parede.

A lei-de-parede para o campo médio da velocidade é:

$$U^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(E \cdot y^+) \quad (3.18)$$

onde

$$U^+ = \frac{U_P \cdot C_\mu^{1/4} \cdot k_P^{1/2}}{\tau_w / \rho} \quad (3.19)$$

$$y^+ = \frac{\rho \cdot C_\mu^{1/4} \cdot k_P^{1/2} \cdot y_P}{\mu} \quad (3.20)$$

e κ é a constante de von Kármán ($\approx 0,42$), E é a constante empírica ($\approx 9,81$), U_P é a velocidade média do fluido no ponto P , k_P é a energia cinética turbulenta no ponto P , τ_w é a tensão de cisalhamento na parede e y_P é a distância do ponto P até a parede.

A lei logarítmica para a velocidade média é válida para y^+ acima de 30 a 300. Neste modelo, a lei logarítmica é empregada para $y^+ > 11,225$. Quando a malha computacional é tal que $y^+ < 11,225$ para a célula adjacente da parede, o modelo aplica a seguinte relação para a tensão cisalhamento laminar:

$$U^+ = y^+ \quad (3.21)$$

As leis-de-parede para a velocidade média são baseadas na unidade de parede, y^+ , ao invés de y^* ($\equiv \rho \cdot u_\tau \cdot y / \mu$). Estas quantidades são aproximadamente iguais no equilíbrio nas camadas limites turbulentas.

No modelo k - ε RNG, a equação de k , Equação (3.12), é resolvida em todo o domínio incluindo as células adjacentes à parede. A condição de contorno para k imposta na parede é:

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0 \quad (3.22)$$

onde n é a coordenada local normal à parede.

A produção da energia cinética, $G_k = \mu_t S^2$, e sua taxa de dissipação, ε , nas células adjacentes à parede são computadas com base na hipótese do equilíbrio local. Sob esta suposição, a produção de k e sua taxa de dissipação são assumidas como sendo iguais no volume de controle adjacente à parede.

Desta forma, a produção de k é computada por:

$$G_k \approx \tau_w \cdot \frac{\partial U}{\partial y} = \tau_w \frac{\tau_w}{\kappa \cdot \rho \cdot C_\mu^{1/4} \cdot k_P^{1/2} \cdot y_P} \quad (3.23)$$

e ε é computada por:

$$\varepsilon_P = \frac{C_\mu^{3/4} \cdot k_P^{3/2}}{\kappa \cdot y_P} \quad (3.24)$$

A equação de ε , Equação (3.13), não é resolvida nas células adjacentes à parede, mas ao invés disto é computada usando a Equação (3.24).

Todas as equações do modelo matemático podem ser escritas na seguinte forma genérica:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} = \frac{\partial J_j}{\partial x_j} + S_\phi \quad (3.25)$$

onde ϕ representa o campo escalar (propriedade) interesse (e.g: componentes do vetor velocidade, energia cinética turbulenta, etc.) e S_ϕ corresponde ao seu termo fonte; J_j representa o fluxo líquido desta propriedade através da superfície do volume de controle na direção j , dado pela Equação (3.26):

$$J_j = \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} - \rho U_j \phi \quad (3.26)$$

A primeira parcela de J_j corresponde ao fluxo difusivo de ϕ no escoamento, enquanto a segunda representa seu fluxo advectivo.

A Equação (3.25), escrita para cada uma das propriedades a serem resolvidas, forma um sistema de seis equações (Equações (3.1), (3.5), (3.6), (3.7), (3.12), (3.13)) e seis incógnitas ($u, v, w, p, k, \varepsilon$) que deverá ser resolvido simultaneamente para a determinação das propriedades no interior de cada um dos volumes de controle utilizados a discretização do domínio computacional. Na Tabela 3.1, encontra-se os termos da Equação (3.25) para cada propriedade considerada.

Tabela 3.1 - Termos da equação de transporte para cada propriedade.

Equações	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
<i>Continuidade</i>	1	0	0
<i>Quantidade de Movimento</i> - x	u	μ_{ef}	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial x} \right)$
<i>Quantidade de Movimento</i> - y	v	μ_{ef}	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial y} \right)$
<i>Quantidade de Movimento</i> - z	w	μ_{ef}	$-\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial z} \right)$
<i>Energia Cinética Turbulenta</i>	k	$\alpha_k \mu_{ef}$	$\mu_t S^2 - \rho \varepsilon$
<i>Dissipação da Energia Cinética Turbulenta</i>	ε	$\alpha_\varepsilon \mu_{ef}$	$C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon$

3.3 - Modelo Numérico

A tarefa do modelo numérico é resolver as equações diferenciais que representam o modelo matemático, substituindo as derivadas existentes nas equações por expressões algébricas que envolvem a função incógnita. Se um método analítico tivesse a habilidade de resolver tais equações, este nos daria a solução em uma forma fechada e seria possível calcular os valores das variáveis dependentes em nível infinitesimal.

As fortes não linearidades presentes nas equações de transporte, aliadas ao acentuado grau de acoplamento existente entre as mesmas, dificultam a obtenção de soluções analíticas. Isto leva à utilização de métodos numéricos, provenientes da mecânica dos fluidos e transferência de calor computacional, que proporcionam uma solução aproximada para estas equações. Ou seja, na aproximação numérica das equações diferenciais, se aceita ter a solução para um número discreto de pontos, admitindo que, quanto maior for este número de pontos, mais próxima da solução exata será a solução aproximada (numérica).

A maneira de obter as equações algébricas que substituem as equações diferenciais é que caracteriza o tipo de método numérico. O método escolhido para a discretização das equações de transporte é o método dos volumes finitos. Este método consiste na divisão do domínio de solução em pequenos volumes de controle usando uma malha computacional, e nestes volumes discretos as equações diferenciais são integradas. Destas integrações surge um sistema de equações algébricas que, quando resolvidas fornecem os campos de cada propriedade. A teoria básica sobre o método dos volumes finitos pode ser encontrada em Patankar (1980).

Os resultados para o modelo em questão foram obtidos com a utilização do programa comercial *Fluent versão 6.0.12* (1998). O *Fluent* resolve as equações de transporte usando o método dos volumes finitos através do processo de solução segregado. Usando esta aproximação, as equações governantes são resolvidas sequencialmente. Como as equações governantes são não-lineares (e acopladas), várias iterações serão realizadas antes que a solução convergida seja alcançada. Estas equações governantes não-lineares são linearizadas para produzir um sistema de equações para as variáveis dependentes em cada célula computacional. O sistema linear resultante é então resolvido para produzir uma solução do escoamento.

No método de solução segregado cada equação discretizada é linearizada implicitamente em relação à variável dependente da equação. Para uma dada variável, o valor desconhecido em cada célula é computado usando uma relação que inclui os valores existentes e desconhecidos das células vizinhas.

Os valores discretos de um escalar são todos armazenados no centro das células. Os valores nas faces das células requeridos pelos termos convectivos das equações discretizadas são interpolados dos valores centrais das células. Isto é realizado por um esquema “*upwind*”, que significa que o valor na face é obtido das quantidades na célula a favor do escoamento, ou “*upwind*”, relativo à direção do vetor normal. O *Fluent* permite a aplicação dos seguintes esquemas “*upwind*”: primeira ordem, segunda ordem, lei de potência e QUICK. Os termos

difusivos das equações discretizadas são interpolados através de diferenças centrais de segunda ordem.

O *Fluent* usa um esquema co-localizado, no qual tanto a velocidade quanto a pressão são armazenadas no centro das células. Entretanto, o valor da pressão necessita ser computado nas faces das células e para isto um esquema de interpolação é requerido. Para escoamentos em rotação é recomendado o uso do esquema *PRESTO!* para interpolar a pressão. O esquema *PRESTO!* (*PREssure STaggering Option*), apresentado por Patankar (1980) fornece vantagens na interpolação da pressão em escoamentos com regiões de recirculação. Este esquema faz o balanço discreto da continuidade para um volume de controle “desencontrado” (isto é, a pressão da face “desencontrada”).

O processo de solução das equações algébricas resultantes necessita de uma equação evolutiva para cada variável. Tais equações são identificadas diretamente, nas equações algébricas obtidas, para todas as variáveis, exceto para a pressão. A equação evolutiva para a pressão resulta do tratamento do acoplamento pressão-velocidade. O algoritmo utilizado para este acoplamento é o *SIMPLE* (*Semi IMPLICIT Linked Equations*), também encontrado em Patankar (1980).

Para os casos simulados, escolheu-se o esquema de interpolação Upwind de segunda ordem para os termos convectivos das equações governantes da quantidade de movimento nas três direções, e o esquema de interpolação da lei de potência para os termos convectivos das equações da energia cinética turbulenta e da dissipação da energia cinética turbulenta. Na obtenção dos resultados foram utilizados fatores de sub-relaxação para a pressão de 0,2, para as velocidades, energia cinética turbulenta e dissipação da energia cinética turbulenta de 0,5.

3.4 - Geometria, Malha Computacional e Condições de Contorno

A determinação da geometria computacional foi realizada objetivando modelar o escoamento no interior da caixa defletora para obter seu campo de velocidade. Para atingir este objetivo, a geometria original da caixa defletora do motor de indução em estudo (200L) foi utilizada (Figura 3.3).

As dimensões empregadas foram as seguintes:

- $A_{entrada} = 0,027 \text{ m}^2$
- $A_{saida} = 0,023 \text{ m}^2$
- $L_T = 167 \text{ mm}$
- $L_1 = 66 \text{ mm}$
- $L_2 = 30 \text{ mm}$
- $D_T = 380 \text{ mm}$
- $D_1 = 333 \text{ mm}$
- $D_2 = 230 \text{ mm}$

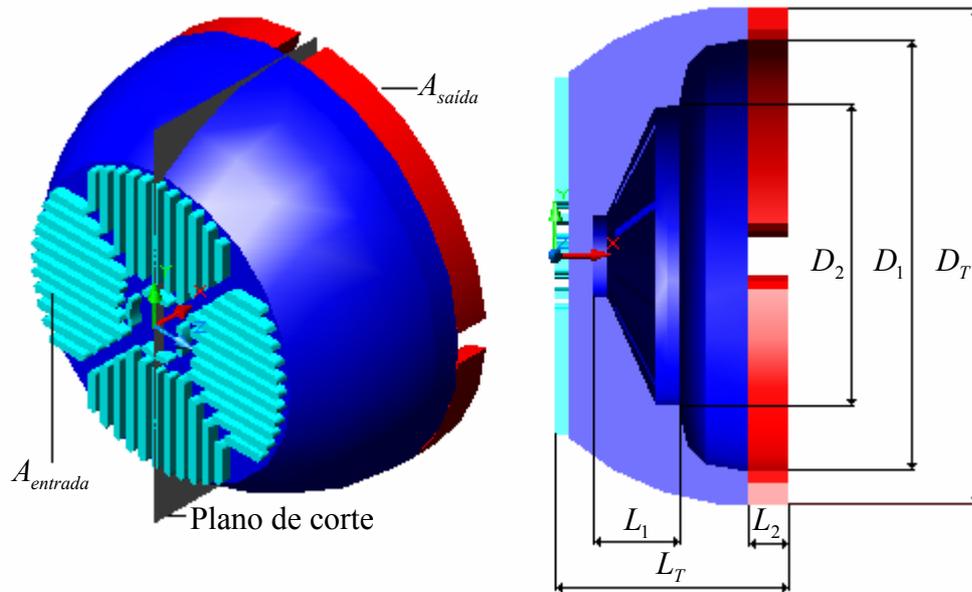


Figura 3.3 - Geometria utilizada na simulação do conjunto caixa defletora.

A escolha da malha computacional é de grande importância, pois pode vir a exercer muita influência no resultado da simulação numérica. Os principais fatores que devem ser considerados são:

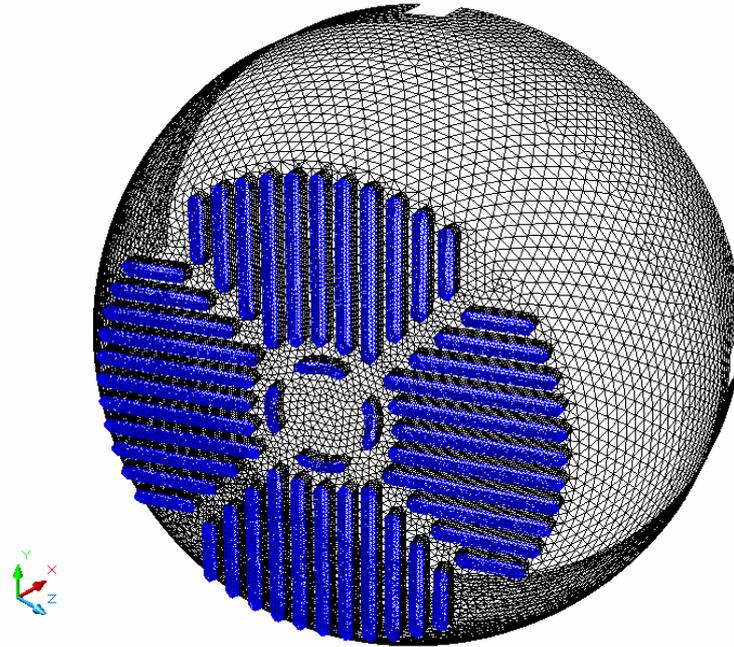
- (i) Existência de elevados gradientes das variáveis;
- (ii) Presença de falsa difusão no método numérico;
- (iii) Tempo de processamento.

Na geometria apresentada existem elevados gradientes das variáveis nas regiões que envolvem a entrada e saída do escoamento e na região que circunda o ventilador. A malha computacional sofreu um suficiente refino nestes locais, garantindo que os gradientes fossem corretamente captados.

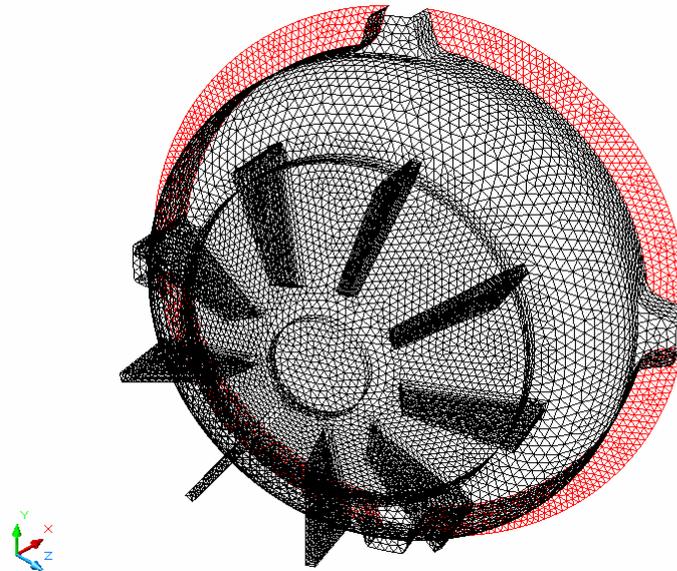
A falsa difusão constitui-se de contribuições fisicamente inexistentes, e de origem essencialmente numérica, que são incluídas nas variáveis de interesse durante a simulação. Segundo Maliska (1995), a falsa difusão consiste em erros de truncamento (dependentes do tamanho da malha) de natureza dissipativa causados pelo fato da função de interpolação não ser exata.

A falsa difusão diminui com o refino da malha porque os erros de truncamento diminuem. O emprego de esquemas de interpolação mais precisos implica em uma maior proximidade da função de interpolação exata.

O tempo de processamento para a simulação do escoamento em questão foi o fator limitante na escolha da malha computacional. A Figura 3.4 ilustra a malha adotada formada por um total de 744.768 células tetraédricas.



(a)



(b)

Figura 3.4 - Malha computacional utilizada: (a) Região de entrada (em azul) e tampa defletora (em preto); (b) Ventilador, tampa traseira e região de saída (em vermelho).

A solução do sistema de equações que descreve o escoamento no interior de uma região requer o conhecimento das condições que predominam nas suas fronteiras. Estas condições devem ser fornecidas para cada uma das propriedades a serem resolvidas no domínio. A geometria adotada na simulação impõe as seguintes condições de contorno:

- (1) Fronteira sólida estacionária: Nesta fronteira, predominam as condições de impermeabilidade e não-escorregamento para a velocidade. As paredes, interna à tampa defletora e externa à tampa traseira são exemplos deste tipo de fronteira;
- (2) Fronteira sólida em movimento: Para problemas com movimento rotacional de uma fronteira, deve-se definir uma velocidade rotacional (w), sobre um eixo específico. A condição de não-escorregamento para este tipo de fronteira, significa que o fluido irá aderir à parede e mover-se com a mesma velocidade desta. Esta condição é prescrita nas paredes que compõem o ventilador.
- (3) Fronteira de entrada: Na região de entrada do escoamento é estabelecida a condição de fluxo de massa prescrita. Para esta condição deve-se definir o fluxo de massa (\dot{m}) de acordo com a rotação do ventilador (w), obtido do ensaio de vazão da caixa defletora, assim como a direção do escoamento (ao longo de x). As grandezas de turbulência são obtidas através da intensidade turbulenta ($I = 0,05$) e do diâmetro hidráulico ($D_h = 0,0146$ m). A região de entrada está referenciada na Figura 3.4a em azul.
- (4) Fronteira de saída: Na região de saída do escoamento é estabelecida a condição de pressão de saída prescrita. Para esta condição deve-se definir a pressão estática ($p = 101325$ Pa). As grandezas de turbulência são obtidas através da intensidade turbulenta ($I = 0,05$) e do diâmetro hidráulico ($D_h = 0,0426$ m). Na Figura 3.4b, a região em vermelho caracteriza a região de saída.

Conhecidas as condições de contorno para o problema, o sistema de equações que descreve o escoamento no interior do conjunto caixa defletora foi resolvido.

3.5 - Sistema de Medição de Vazão

O modelo desenvolvido utilizou, como condição de contorno na região de entrada do escoamento, resultados experimentais de vazão através do conjunto caixa defletora. O objetivo desta seção é descrever e apresentar os resultados dos ensaios realizados no sistema de medição de vazão.

Este sistema de medição de vazão é um aparato experimental que permite determinar precisamente a vazão do ar que atravessa o conjunto caixa defletora. Tal precisão é garantida devido à utilização de uma câmara de estabilização do escoamento instalada a montante da canalização de medição.

A Figura 3.5 mostra o desenho esquemático do sistema de medição de vazão construído de acordo com a norma ASHRAE – Standard 51-75.

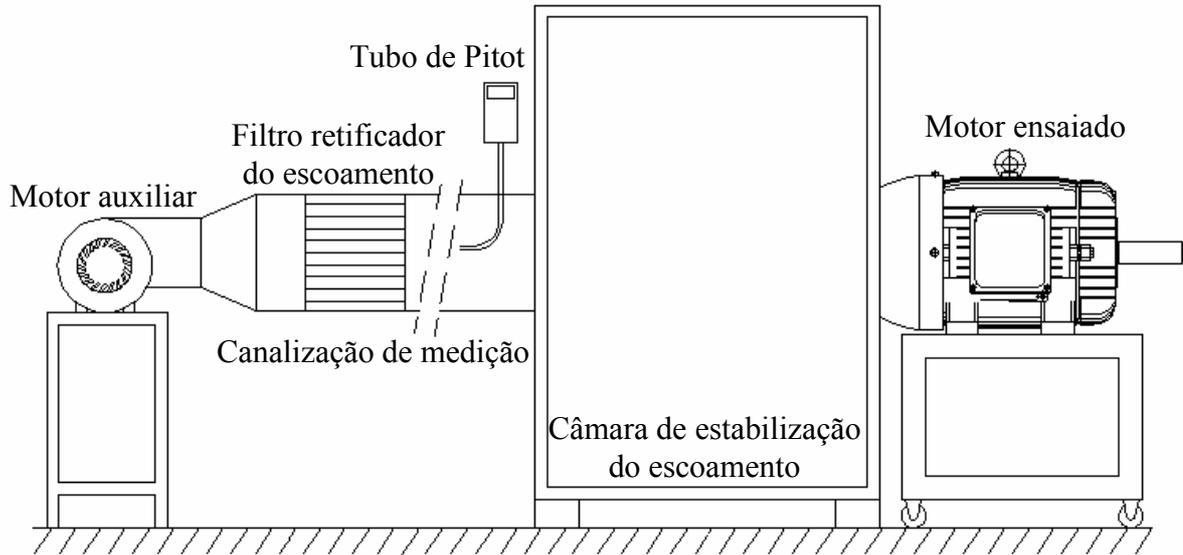


Figura 3.5 - Desenho esquemático do sistema de medição de vazão.

Dentre as partes apresentadas neste desenho esquemático, identifica-se a canalização de medição responsável pela aquisição dos dados experimentais, obtidos pelo tubo de Pitot inserido em seu interior. O filtro retificador, localizado a jusante da entrada da canalização, é responsável pela uniformização do perfil de velocidade que posteriormente entrará em contato com a sonda de aquisição de pressão (Tubo de Pitot). A necessidade desta uniformização é devido às perturbações geradas pelo ventilador centrífugo, acionado pelo motor auxiliar, que fornece a pressão adicional ao escoamento, já que esta canalização de medição introduz perda de carga ao escoamento que se deseja medir com precisão.

O ajuste da pressão adicional, que deverá ser fornecida pelo motor auxiliar, é feito pela câmara de estabilização do escoamento. Portanto, quando o motor ensaiado é posto a funcionar, a pressão no interior da câmara vai decrescendo e, ligando o motor auxiliar, pode-se alterar sua rotação até que a pressão no interior da câmara de estabilização se iguale à pressão externa, na qual estaria submetido o motor ensaiado em condições normais de funcionamento. A câmara de estabilização é dotada por um nivelador de pressão que compara a pressão interna com a pressão externa e este pode ser observado na Figura 3.6.



Figura 3.6 - Detalhe do ajuste de pressão da câmara de estabilização.

De fato, o cálculo do fluxo de massa de ar que escoar no interior da canalização de medição é obtido do perfil de velocidade medido pela pressão dinâmica, que nada mais é que a diferença entre a pressão de estagnação (p_0) e pressão estática (p). A pressão de estagnação é medida pelo Tubo de Pitot, que deve ficar alinhado com a direção do escoamento, e a pressão estática é lida na tomada na parede, como mostra a Figura 3.7.

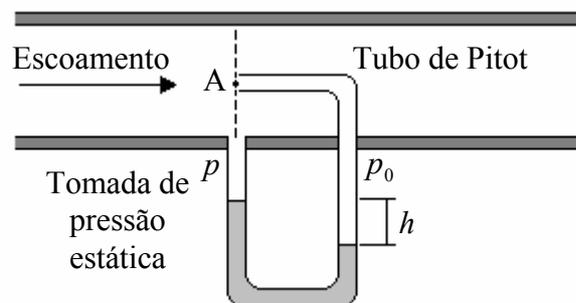


Figura 3.7 - Medição simultânea de pressões estática e de estagnação.

Escrevendo a equação de Bernoulli ao longo da linha de corrente de estagnação, obtém-se:

$$\frac{p_0}{\rho_{ar}} = \frac{p}{\rho_{ar}} + \frac{V^2}{2} \quad (3.28)$$

Explicitando V , tem-se:

$$V = \sqrt{\frac{2(p_0 - p)}{\rho_{ar}}} \quad (3.29)$$

Da Figura 3.7,

$$p_0 - p = \rho_{H_2O} \cdot g \cdot h \quad (3.30)$$

Assim, a velocidade do ar no interior da canalização de medição é:

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot \rho_{H_2O} \cdot g \cdot h}{\rho_{ar}}} \quad (3.31)$$

Desta forma, a velocidade no interior da canalização de medição é obtida fazendo a leitura da altura de coluna d'água, que nada mais é que a pressão dinâmica do escoamento num dado ponto.

Como se sabe, o perfil da velocidade no interior da canalização não permanece constante ao longo do raio, variando de zero na parede da canalização a um valor máximo no centro da mesma. Então, para que se obtenha um valor correto de fluxo de massa no interior da canalização deve-se determinar a velocidade média.

Neste caso, a velocidade média é obtida medindo a altura de coluna d'água em 3 raios diferentes em cada quadrante da área da canalização, sendo estes raios escolhidos para que as áreas de abrangência sejam iguais. Portanto, mediram-se 12 valores de altura de coluna d'água (6 ao longo de régua A, e 6 ao longo da régua B), e através de uma média simples, calculou-se a velocidade média e, na seqüência, o fluxo de massa ar através da canalização de medição, a partir de:

$$\dot{m} = A_c \cdot \rho_{ar} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \rho_{H_2O} \cdot g \cdot \bar{h}}{\rho_{ar}}} \quad (3.32)$$

A seqüência de medições envolveu os seguintes passos:

- (1) Com o sistema desligado, verificou-se a posição do nivelador de pressão em relação ao zero;
- (2) Ligou-se o inversor de frequência para acionar o motor a ser ensaiado ajustando a rotação desejada (isto provocou uma queda de pressão, acusada pelo nivelador de pressão);
- (3) Ligou-se o inversor de frequência para acionar o motor do ventilador auxiliar;
- (4) Ajustou-se a rotação do ventilador auxiliar de forma a compensar a queda de pressão gerada pelo motor ensaiado;
- (5) Efetuaram-se as 6 medições no Tubo de Pitot ao longo da régua A;
- (6) Efetuaram-se as 6 medições no Tubo de Pitot ao longo da régua B.

Estes passos foram seguidos para as diferentes rotações do motor ensaiado, gerando os resultados experimentais de fluxo de massa de ar apresentados na Tabela 3.2.

Conforme explicados anteriormente, os fluxos de massa obtidos experimentalmente são utilizados como condições de contorno na entrada da caixa defletora

Tabela 3.2 - Resultados experimentais de fluxo de massa de ar através do conjunto caixa defletora.

Rotação, w [rpm]	Fluxo de massa, \dot{m} [kg/s]
$w_1 = 1.800$ rpm	$\dot{m}_1 = 0,371$ kg/s
$w_2 = 1.200$ rpm	$\dot{m}_2 = 0,247$ kg/s
$w_3 = 900$ rpm	$\dot{m}_3 = 0,185$ kg/s

$A_c = 0,04676 \text{ m}^2$, $\rho_{ar} = 1,225 \text{ kg/m}^3$, $\rho_{H_2O} = 1000 \text{ kg/m}^3$

3.6 - Resultados e Discussões

O modelo numérico, uma vez estabelecido, foi utilizado com o objetivo de analisar o comportamento do escoamento no interior do conjunto caixa defletora. Os primeiros resultados foram obtidos para a configuração padrão do conjunto caixa defletora do motor em estudo, ou seja, parâmetros geométricos originais e velocidade de rotação nominal ($w_1 = 1800$ rpm).

A velocidade de rotação do ventilador é definida pela velocidade de rotação do campo girante, a qual depende do número de pólos do motor, n_p , e da frequência da rede, f , em Hertz:

$$w = \frac{120 \cdot f}{n_p} \quad (3.27)$$

Para a frequência usual de 60 Hertz, segundo a Equação (3.27), as velocidades de rotação do ventilador estão apresentadas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Velocidades de rotação do ventilador.

Número de Pólos	Rotação [rpm]
	60 Hertz
4 pólos	1.800
6 pólos	1.200
8 pólos	900

Portanto, para a configuração geométrica original foram analisados três casos, variando a velocidade de rotação do ventilador (apresentadas na Tabela 3.3) e o fluxo de massa na região de entrada, mantendo constante os demais parâmetros do escoamento.

Na Tabela 3.4 encontram-se os casos abordados na simulação do escoamento no interior do conjunto caixa defletora.

Tabela 3.4 - Casos abordados na simulação do escoamento no interior do conjunto caixa defletora.

	w [rpm]	\dot{m} [kg/s]
<i>Caso 1</i>	1.800	0,371
<i>Caso 2</i>	1.200	0,247
<i>Caso 3</i>	900	0,185

Padrão do Escoamento

O *Fluent*, por apresentar uma ótima interface gráfica de pós-processamento, demonstrou ser muito útil na avaliação do padrão do escoamento estudado. Tal interface permite, entre outras coisas, a visualização dos campos de pressão e velocidade sob determinados planos do domínio.

Resultados para os campos de pressão e velocidade para o caso 1 são apresentados através das Figuras 3.8 a 3.17 que ilustram determinados planos do domínio de solução do escoamento.

A análise dos campos de pressão de estagnação no caso 1 (Figuras 3.8 e 3.9), permite verificar o acréscimo de pressão de estagnação que sofre o escoamento pela ação do ventilador. Através da média ponderada pelas áreas das faces, o valor da pressão média de estagnação na entrada do escoamento é igual a $\bar{p}_{0_1} = 101344$ Pa. Na saída do escoamento, a pressão média de estagnação está em torno de $\bar{p}_{0_2} = 101606$ Pa. Portanto, o acréscimo na pressão de estagnação, para este caso analisado, é de $\Delta p_0 = \bar{p}_{0_2} - \bar{p}_{0_1} = 262$ Pa.

Como se sabe, a pressão de estagnação abrange tanto a parcela da pressão estática, quanto a pressão dinâmica do escoamento. Nas Figuras 3.10 e 3.11 são ilustrados os campos de pressão estática na entrada ($\bar{p}_1 = 101276$ Pa) e pressão estática na saída ($\bar{p}_2 = 101336$ Pa), respectivamente. Observa-se assim que a variação na pressão estática do sistema consiste de uma pequena parcela da variação da pressão total. Esta, sem dúvida, é uma característica marcante de um ventilador, que ao contrário de uma bomba, apresenta uma pequena variação de pressão estática, sendo a pressão dinâmica na saída do sistema uma fração apreciável do aumento total.

Uma outra particularidade do escoamento através do conjunto caixa defletora, também visualizada na Figura 3.9, consiste na elevada variação da pressão de estagnação na saída do escoamento. Esta grande variação aparece devido à presença das bolachas de fixação da tampa traseira (ver Figura 3.1), que ao obstruir o escoamento que segue no sentido de rotação do ventilador (sentido horário), provoca uma mudança de direção com a conseqüente elevação da pressão dinâmica na lateral anterior da bolacha. A grande recirculação que surge na lateral posterior da bolacha gera uma região de baixa pressão que induz a entrada de fluido nesta pequena região da fronteira de saída. A Figura 3.12 mostra os vetores velocidade que circundam a bolacha de fixação da tampa traseira.

As Figuras 3.13 e 3.14 mostram os campos de magnitude da velocidade na entrada e na saída do conjunto caixa defletora, respectivamente. Seus valores médios ficam em torno de $\bar{V}_1 = 10,8$ m/s na entrada e $\bar{V}_2 = 19,2$ m/s na saída.

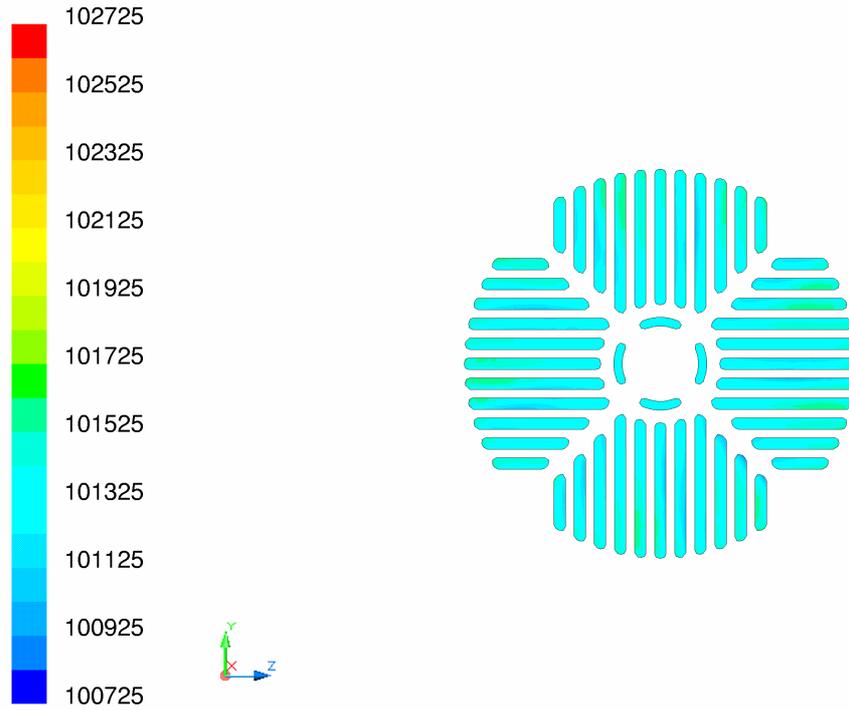


Figura 3.8 - Campo de pressão de estagnação [Pa], na entrada do conjunto caixa defletora (caso 1).

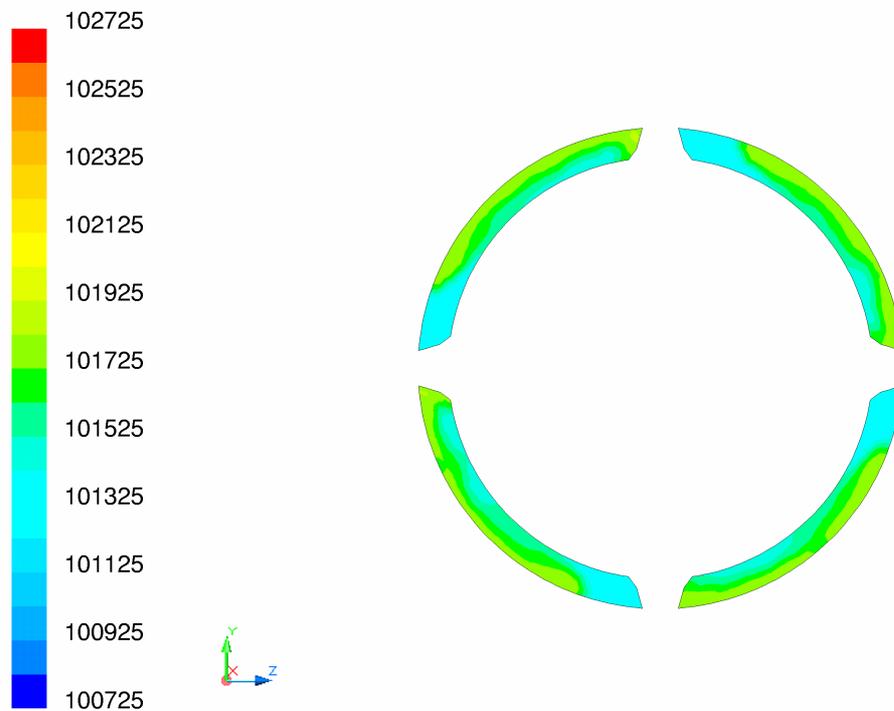


Figura 3.9 - Campo de pressão de estagnação [Pa], na saída do conjunto caixa defletora (caso 1).

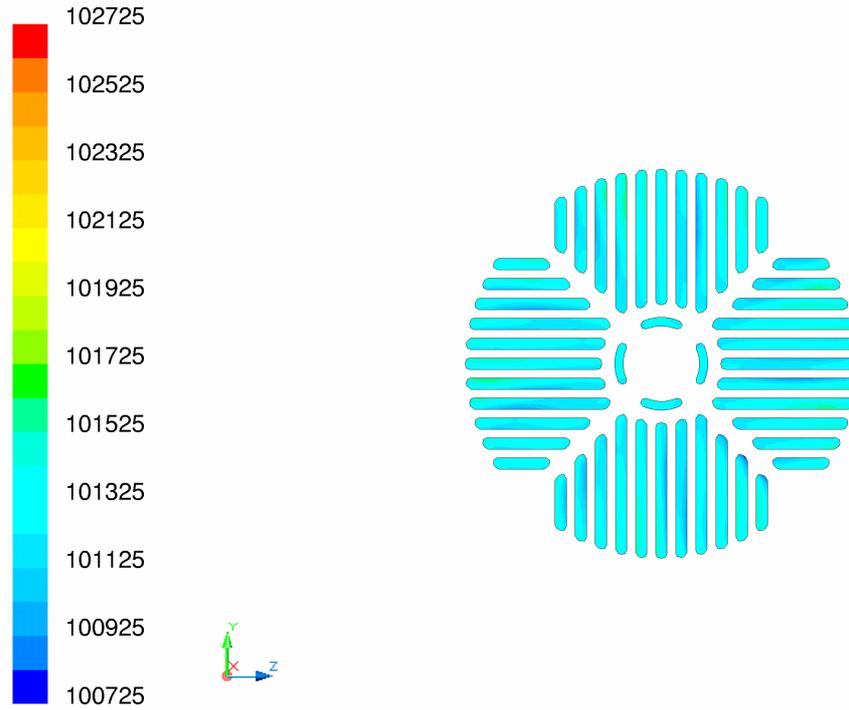


Figura 3.10 - Campo de pressão estática [Pa], na entrada do conjunto caixa defletora (caso 1).



Figura 3.11 - Campo de pressão estática [Pa], na saída do conjunto caixa defletora (caso 1).

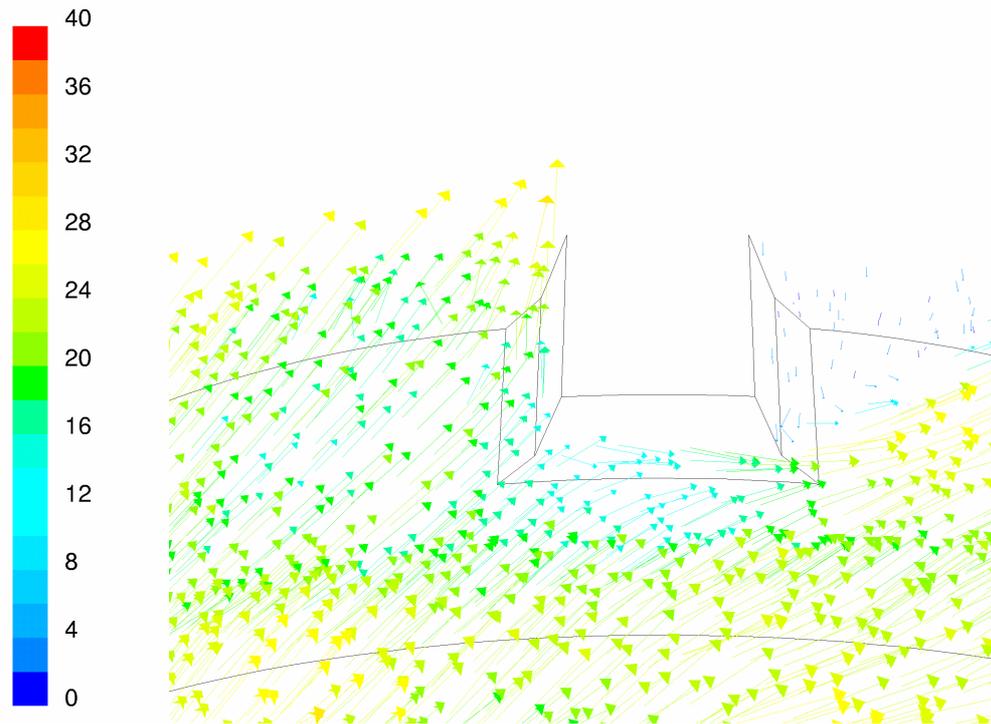


Figura 3.12 - Vetores velocidade [m/s], na região que circunda a bolacha de fixação da tampa (caso 1).

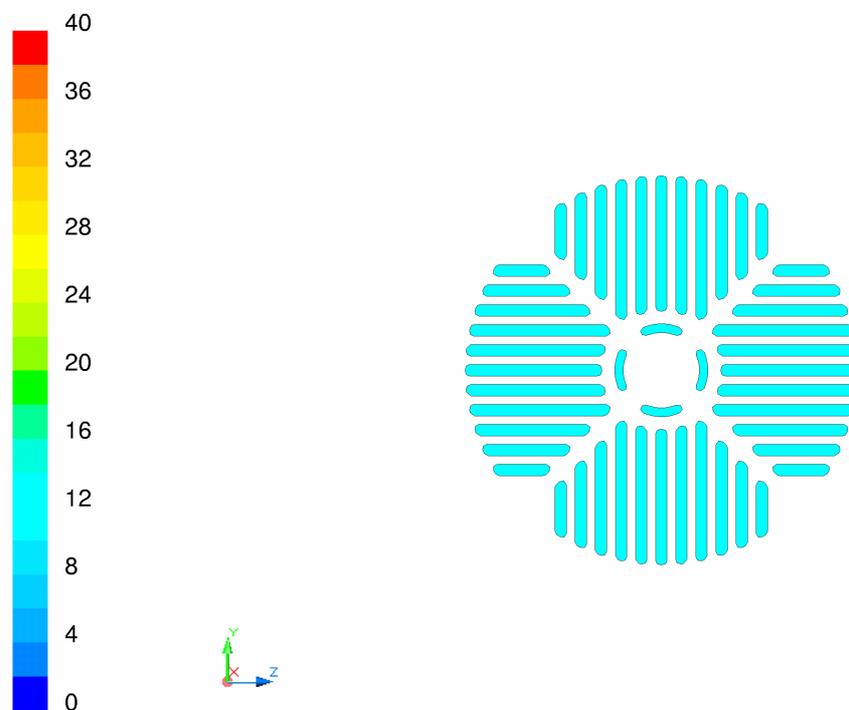


Figura 3.13 - Campo de magnitude da velocidade [m/s], na entrada do conjunto caixa defletora (caso 1).

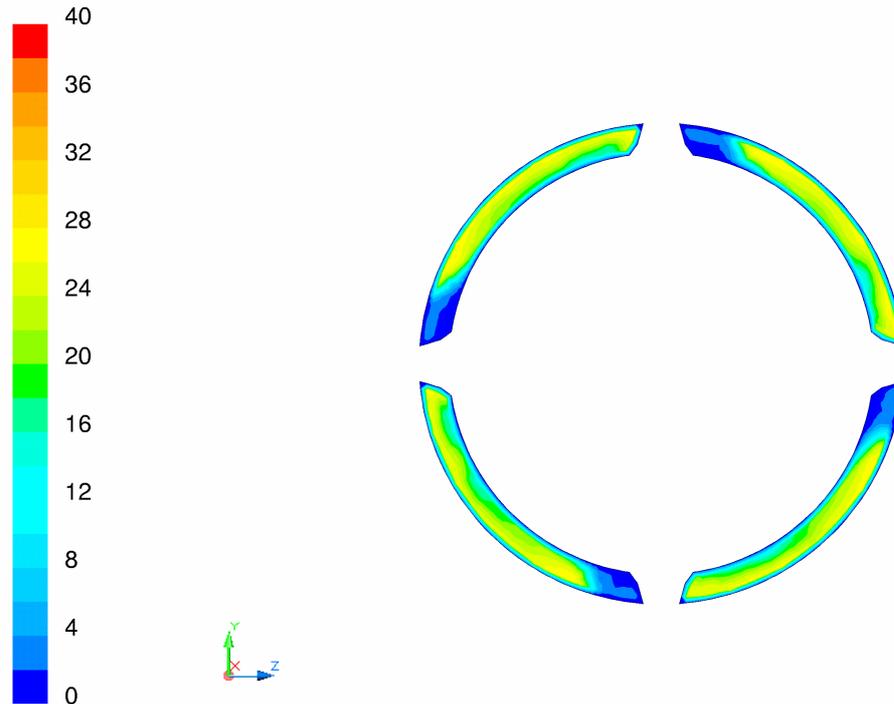


Figura 3.14 - Campo de magnitude da velocidade [m/s], na saída do conjunto caixa defletora (caso 1).

A magnitude da velocidade contabiliza os três componentes do vetor velocidade, e a componente que interessa do ponto de vista da transferência de calor na superfície externa do motor é a componente na direção axial do escoamento (direção x). Na entrada do conjunto caixa defletora a componente da velocidade na direção axial é dominante, sendo as demais componentes (radial e tangencial) praticamente nulas. Já na saída do conjunto caixa defletora a componente tangencial do vetor velocidade possui a mesma ordem de magnitude da componente axial. A Figura 3.15 mostra a componente axial do vetor velocidade na entrada do conjunto caixa defletora, seu valor médio fica em torno de $\bar{V}_{x_1} = 10,5 \text{ m/s}$, e portanto muito próximo dos $10,8 \text{ m/s}$ que é a magnitude do vetor velocidade na entrada.

As Figuras 3.16, 3.17 e 3.18 mostram os campos de velocidade na direção axial, na direção tangencial e na direção radial na saída do conjunto caixa defletora, respectivamente. Seus valores médios ficam em torno de $\bar{V}_{x_2} = 13,4 \text{ m/s}$ na direção axial do escoamento, $\bar{V}_{t_2} = 12,1 \text{ m/s}$ na direção tangencial (sentido horário) e $\bar{V}_{r_2} = 0,1 \text{ m/s}$ na direção radial.

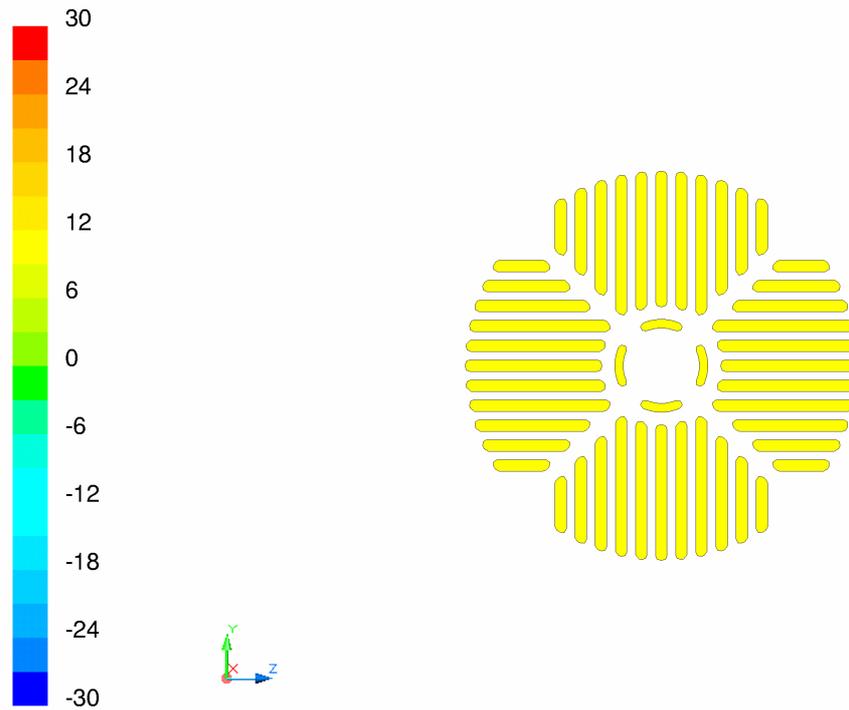


Figura 3.15 - Campo de velocidade na direção axial [m/s], na entrada do conjunto caixa defletora (caso 1).

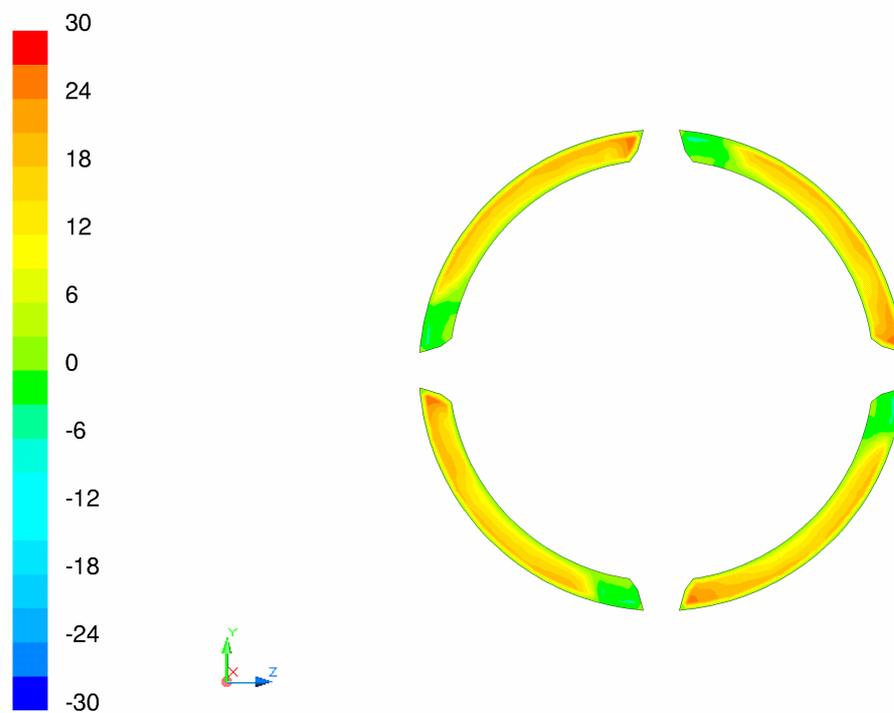


Figura 3.16 - Campo de velocidade na direção axial [m/s], na saída do conjunto caixa defletora (caso 1).

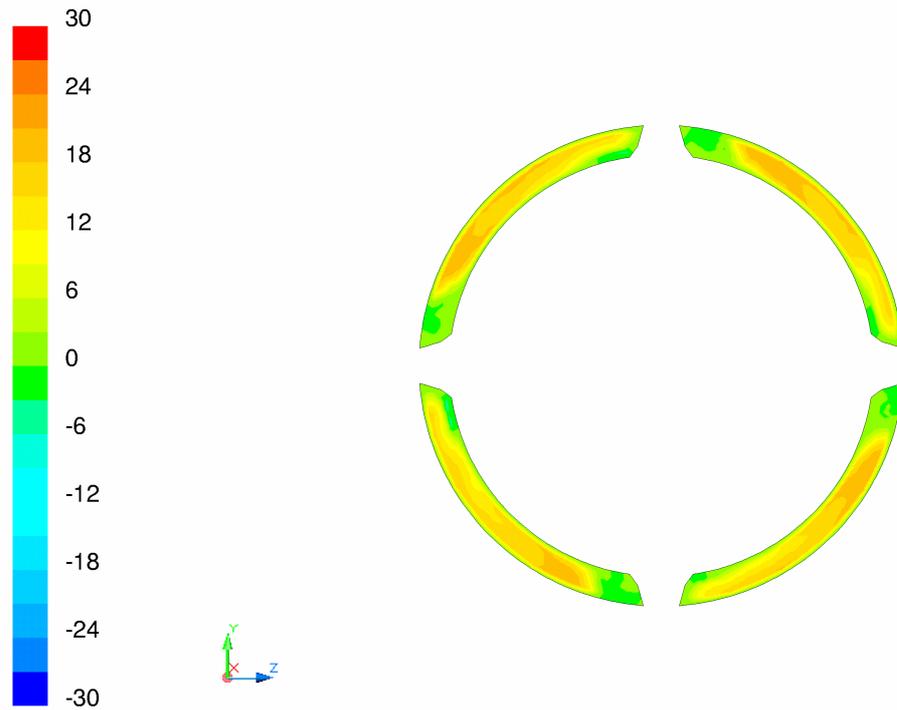


Figura 3.17 - Campo de velocidade na direção tangencial [m/s], na saída do conjunto caixa defletora (caso 1).

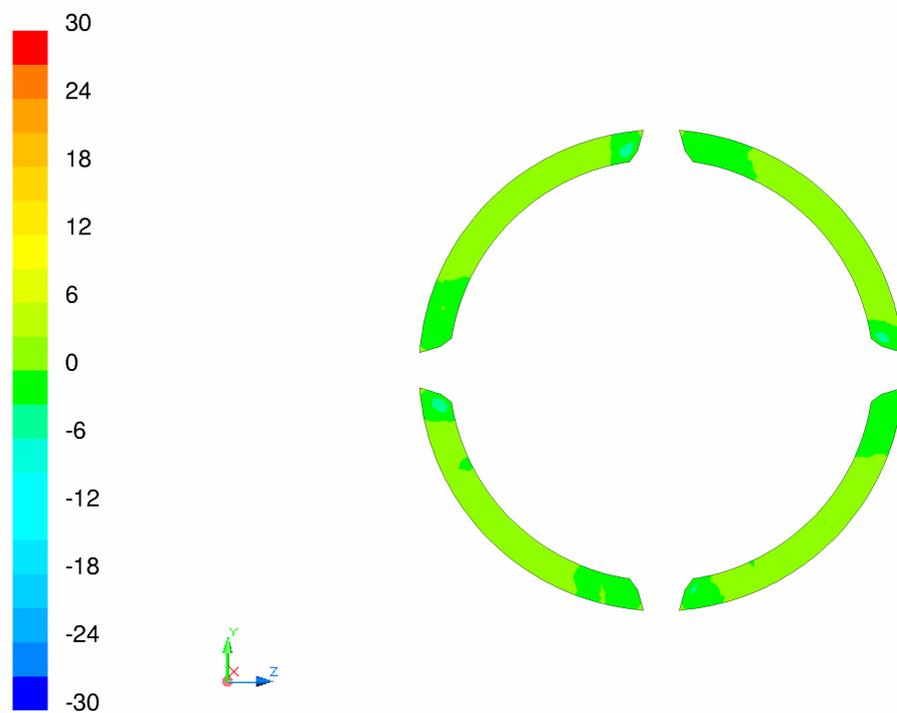


Figura 3.18 - Campo de velocidade na direção radial [m/s], na saída do conjunto caixa defletora (caso 1).

Este padrão de escoamento é observado para os demais casos analisados, mudando, obviamente, os valores médios dos campos de pressão e velocidade. A Tabela 3.5 apresenta os resultados obtidos para os três casos abordados na simulação do escoamento no interior do conjunto caixa defletora.

Os dados mostrados na Tabela 3.5 apresentam uma boa coerência com relação à variação de rotação do ventilador, e isto pode ser observado através das Figuras 3.19 e 3.20, que representam as curvas de variação de pressão em função da rotação e de velocidade na saída em função rotação, respectivamente.

A avaliação do escoamento no interior do conjunto caixa defletora objetivou a determinação dos vetores de velocidade na saída da mesma, informação que permitirá solucionar o escoamento e a transferência de calor sobre a superfície externa do motor. Portanto, os vetores de velocidade para as três distintas rotações, conforme visualizada nas Figuras 3.21, 3.22 e 3.23, serão utilizados como condição de contorno de entrada do escoamento na análise do próximo capítulo.

Tabela 3.5 - Resultados obtidos na simulação do escoamento no interior do conjunto caixa defletora.

Caso	Rotação w [rpm]	Fluxo de massa \dot{m} [kg/s]	Pressão de Estagnação \bar{p}_0 [Pa]		Pressão Estática \bar{p} [Pa]	
			Entrada	Saída	Entrada	Saída
1	1.800	0,371	101.344	101.606	101.276	101.336
2	1.200	0,247	101.332	101.450	101.302	101.330
3	900	0,185	101.329	101.396	101.313	101.328

Caso	Magnitude da Velocidade \bar{V} [m/s]		Velocidade Axial \bar{V}_x [m/s]		Velocidade Tangencial \bar{V}_t [m/s]	Velocidade Radial \bar{V}_r [m/s]
	Entrada	Saída	Entrada	Saída	Saída	Saída
1	10,8	19,2	10,5	13,4	12,1	0,10
2	7,2	12,8	7,0	8,8	8,1	0,06
3	5,4	9,6	5,2	6,6	6,2	0,04

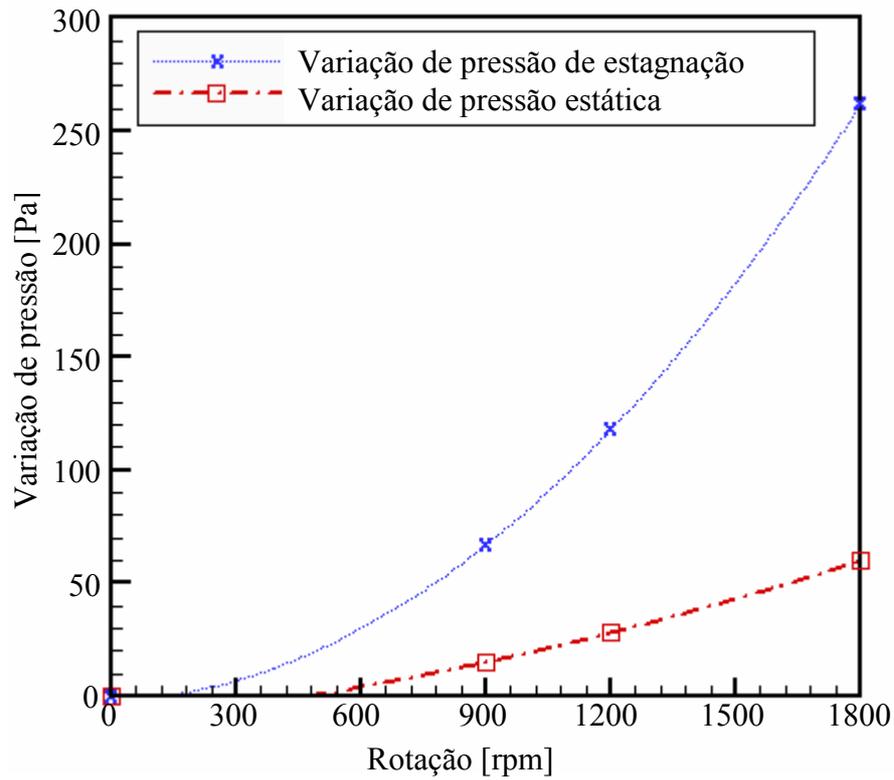


Figura 3.19 - Variação de pressão em função da rotação no conjunto caixa defletora.

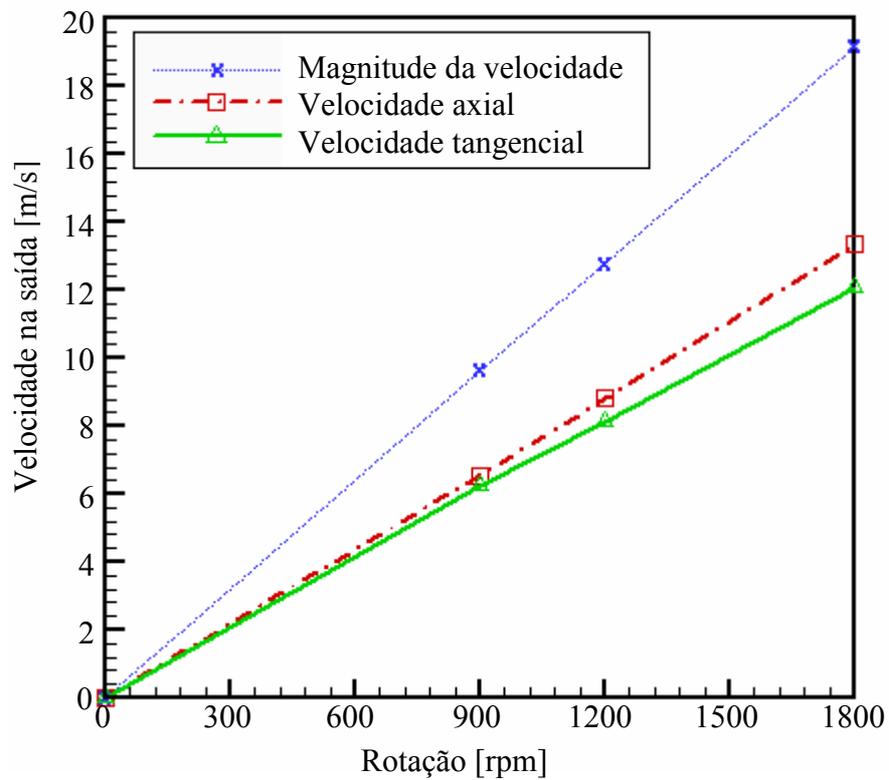


Figura 3.20 - Velocidade na saída em função da rotação no conjunto caixa defletora.

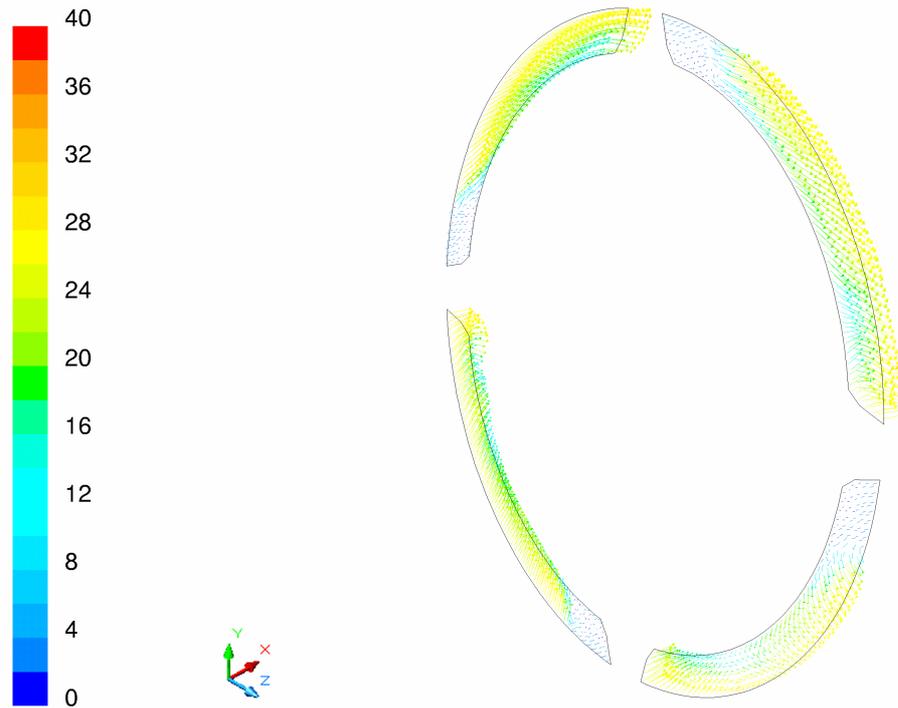


Figura 3.21 - Vetores velocidade [m/s] na saída do conjunto caixa defletora (caso 1).

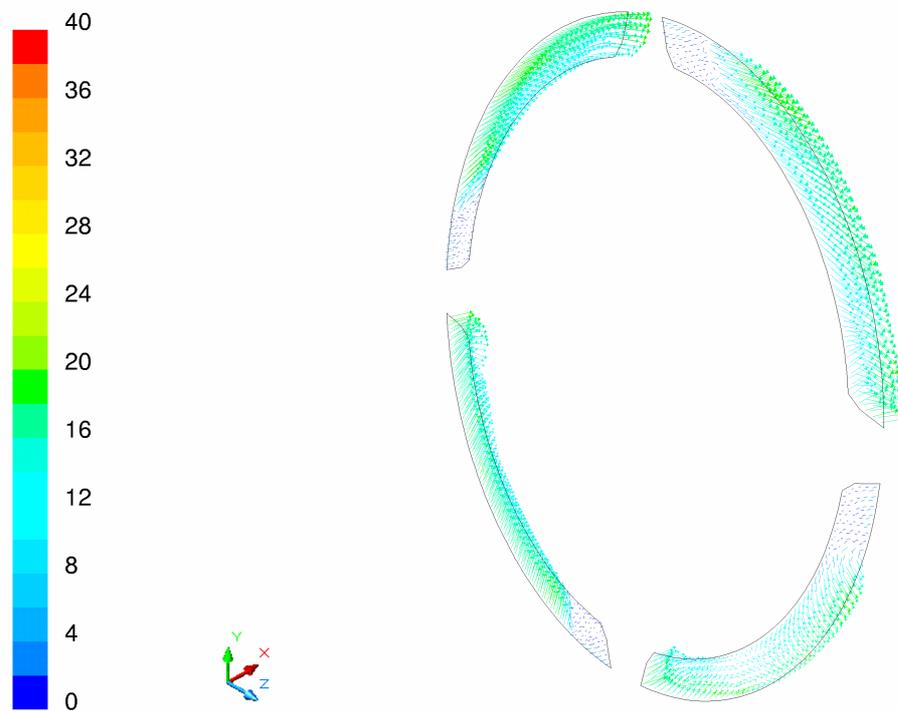


Figura 3.22 - Vetores velocidade [m/s] na saída do conjunto caixa defletora (caso 2).

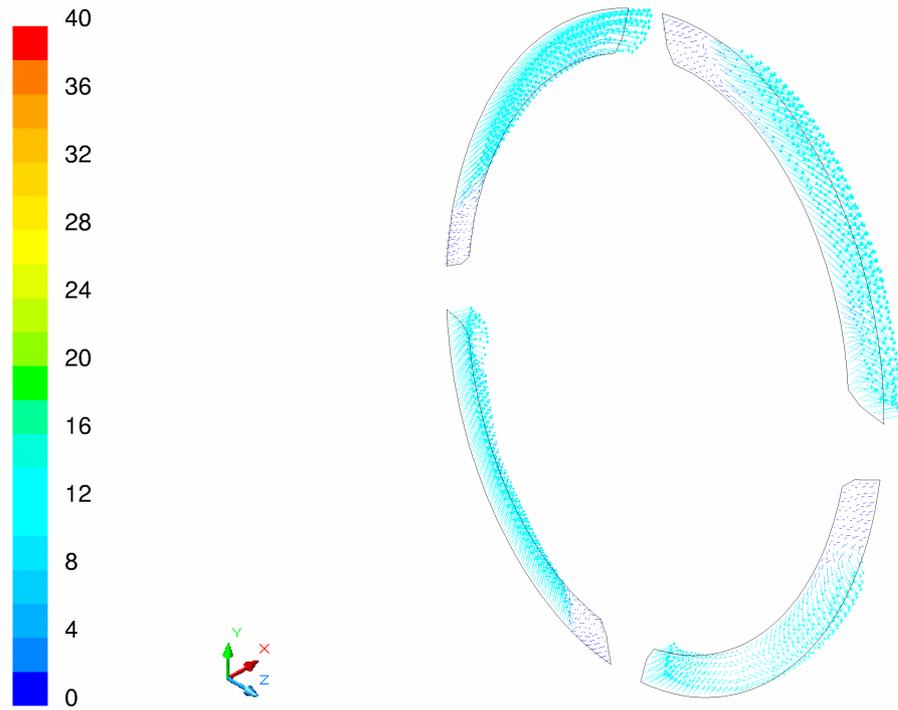


Figura 3.23 - Vetores velocidade [m/s] na saída do conjunto caixa defletora (caso 3).

Escoamento e Transferência de Calor na Superfície Externa do Motor

4.1 - Introdução

Cerca de 75% de todo o calor gerado no interior de um motor de indução externamente resfriado é dissipado através da carcaça, conforme Yoon *et al.* (1997). A investigação detalhada da transferência de calor através desta superfície, estimando com precisão o coeficiente de transferência de calor, em conjunto com o conhecimento da configuração do escoamento de ar sobre a mesma, contribui para uma melhor precisão do modelo térmico anteriormente desenvolvido.

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 irá varrer esta superfície depende da intensidade e do ângulo de entrada do ar insuflado pelo ventilador.

Neste capítulo será apresentada a solução do escoamento e da transferência de calor na superfície externa do motor em estudo, mediante o conhecimento prévio do escoamento incidente e das perdas internas que serão dissipadas, objetivando a determinação do coeficiente médio de transferência de calor na carcaça. Para atingir este objetivo será utilizado, semelhante ao capítulo anterior, a mesma metodologia de solução para resolver numericamente as equações estabelecidas pelo modelo matemático.

4.2 - Modelo Matemático

A modelagem matemática do escoamento e da transferência de calor na superfície externa de um motor requer o correto entendimento dos fenômenos físicos que ocorrem na interação desta superfície com o ambiente. Conhecidos estes fenômenos, podem ser formulados modelos matemáticos para descrevê-los, reproduzindo de maneira adequada o comportamento dinâmico do escoamento e da transferência de calor nesta região.

Em motor de indução totalmente fechado, cerca de 75% do calor gerado pelas perdas internas é dissipado através da superfície externa da carcaça para o ar ambiente. Essa

dissipação é auxiliada pelo ventilador montado no próprio eixo do motor, e intensificada pela adição de aletas de resfriamento, fundidas na superfície externa da carcaça.

Conforme mostrado na Figura 4.1, o domínio de solução deste problema envolve duas regiões distintas: a região sólida composta pela carcaça, e a região fluida composta pelo escoamento que circunda a superfície aletada.

Na região sólida o mecanismo de transferência de calor é por condução, e na região fluida a transferência de calor se dá simultaneamente por convecção e radiação, ambas influenciadas pela solução do escoamento e pelo conhecimento das condições existentes em suas fronteiras.

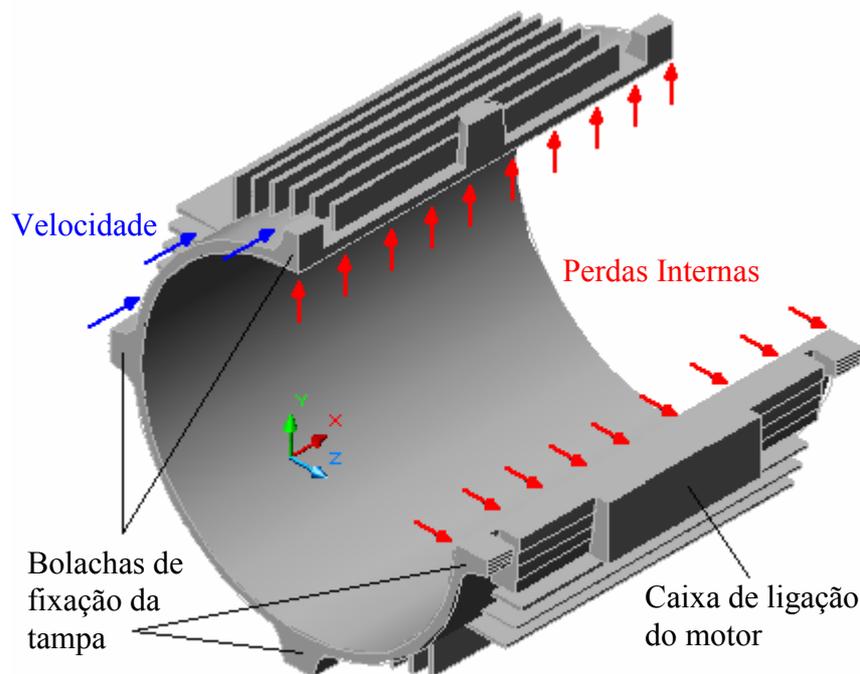


Figura 4.1 - Carcaça de um motor de indução.

As seguintes considerações serão adotadas na modelação do problema:

- (1) Escoamento tridimensional e em regime permanente;
- (2) Escoamento incompressível;
- (3) Forças de campo desprezadas;
- (4) Escoamento turbulento.

Com relação ao fluido (ar), este é admitido como newtoniano, cuja massa específica é constante igual a $1,225 \text{ kg/m}^3$ e viscosidade molecular constante igual a $1,7894 \cdot 10^{-5} \text{ kg/(m.s)}$. Na região sólida (carcaça), o material utilizado é o ferro fundido, cuja massa específica é

constante, e igual a 7870 kg/m^3 e a condutividade molecular é isotrópica, constante, e igual a $48,8 \text{ W/(m.K)}$.

O modelo matemático é composto pelas equações da conservação da massa, da quantidade de movimento, grandezas turbulentas e energia. Uma vez estabelecidas às equações do modelo matemático, estas são resolvidas numericamente pelo método dos volumes finitos.

A modelação matemática do escoamento utilizará as mesmas equações, definições e modelos usados no capítulo anterior, incluindo o modelo de turbulência k - ϵ RNG, desta vez em um plano de referência inercial. Portanto, a determinação do campo de velocidade requer a solução das equações 3.2, 3.5, 3.6, 3.7, 3.12 e 3.13 (continuidade, quantidade de movimento em x , quantidade de movimento em y , quantidade de movimento em z , energia cinética turbulenta e dissipação da energia cinética turbulenta, respectivamente) estabelecidas no capítulo anterior.

A obtenção do campo de temperatura, por sua vez, necessita da solução da equação da energia. Na região sólida, a equação da energia, em regime permanente, em um plano de referência inercial, é escrita da seguinte forma:

$$0 = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_h \quad (4.1)$$

onde k representa a condutividade térmica do material, T a temperatura e S_h corresponde ao termo fonte de calor volumétrico. O primeiro termo do lado direito da Equação 4.1 é o fluxo de calor por condução através do sólido.

Na região do fluido, a equação da energia em regime permanente adquire a seguinte forma:

$$\nabla \cdot [\vec{U}(\rho E + p)] = \nabla \cdot (k_{ef} \nabla T) + S_h \quad (4.2)$$

onde p é a pressão estática, S_h o seu termo fonte. A condutividade térmica efetiva $k_{ef} = k + k_t$, é definida de acordo com o modelo de turbulência k - ϵ RNG como $k_{ef} = \alpha c_p \mu_{ef}$,

onde α é calculado pela Equação 3.16, mas com $\alpha_0 = \frac{1}{Pr} = \frac{k}{(\mu c_p)}$.

Também na Equação 4.2, a energia E é definida como sendo:

$$E = \int_{T_{ref}}^T c_p dT + \frac{U^2}{2} \quad (4.3)$$

onde T_{ref} é 298,15 K.

Quando um modelo de radiação é usado, como neste problema, o termo fonte S_h também inclui o termo fonte associado à radiação.

A equação completa da transferência radiativa para um meio absorvendo, emitindo e espalhando numa posição \vec{r} , na direção \vec{s} é:

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (4.4)$$

onde, \vec{r} é o vetor posição, \vec{s} é o vetor direção, \vec{s}' é vetor direção espalhamento, ds é a espessura infinitesimal do meio, a é o coeficiente de absorção, n é o índice refrativo, σ_s é o coeficiente de espalhamento, σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($5,672 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$), I é a intensidade de radiação, T é a temperatura local, Φ é a função fase e Ω' é o ângulo sólido. $(a + \sigma_s)ds$ é a espessura infinitesimal óptica do meio. O índice de refração n é importante quando a radiação ocorre em um meio semi-transparente, o que não é o caso aqui. A Figura 4.2 ilustra o processo de transferência de calor radiativa em um meio de espessura ds .

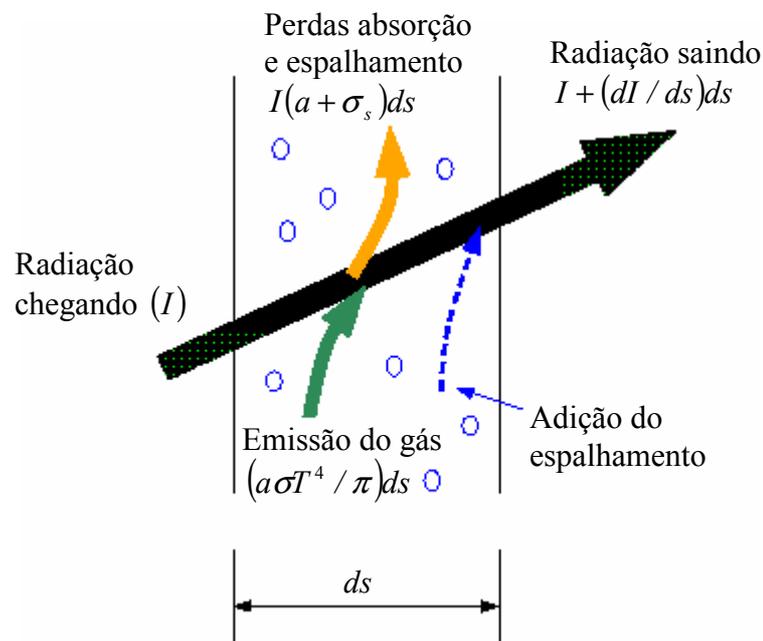


Figura 4.2 - Transferência de calor radiativa em um meio que absorve, emite e espalha a radiação.

O modelo matemático usado aqui para descrever a transferência de calor por radiação é o modelo DTRM (*Discrete Transfer Radiation Model*), apresentado por Carvalho *et al.* (1991). Dentre as principais vantagens do modelo DTRM estão: é um modelo relativamente

simples, sua precisão cresce com o aumento do número de raios e pode ser aplicado para uma ampla gama de espessuras ópticas. Porém, sua utilização está sujeita à limitação de assumir que todas as superfícies são difusas. Isto significa que a reflexão da radiação incidente na superfície é isotrópica com relação ao ângulo sólido. Outras limitações são que o efeito de espalhamento não é incluso, e a sua implementação assume radiação cinza.

A principal suposição adotada no modelo DTRM é que a radiação, deixando o elemento da superfície em uma certa variação do ângulo sólido, pode ser aproximada por um simples raio.

A equação para a variação de intensidade radiante, dI , ao longo de um caminho, ds , pode ser escrita como:

$$\frac{dI}{ds} + aI = \frac{a\sigma T^4}{\pi} \quad (4.5)$$

onde a é o coeficiente de absorção do ar ($0,01 \text{ m}^{-1}$), σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($5,672 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$), I é a intensidade de radiação e T é a temperatura local.

Aqui, o índice de refração é assumido como sendo unitário. O modelo DTRM integra a Equação 4.5 ao longo de uma série de raios provindo das faces de contorno. Como a é constante ao longo do raio, então $I(s)$ é estimada como sendo:

$$I(s) = \frac{\sigma T^4}{\pi} (1 - e^{-as}) + I_0 e^{-as} \quad (4.6)$$

onde I_0 é a intensidade de radiação no início do caminho incremental, que é determinada pela condição de contorno apropriada (a descrição das condições de contorno será apresentada posteriormente). A fonte de energia no fluido, devido à radiação, é então computada incluindo a variação da intensidade de cada raio ao longo do caminho que é seguido através do volume de controle.

Os caminhos dos raios são calculados e armazenados antes do cálculo do escoamento. Em cada face radiante, os raios são lançados em valores discretos dos ângulos polar, θ , e azimutal, ϕ , (Figura 4.3).

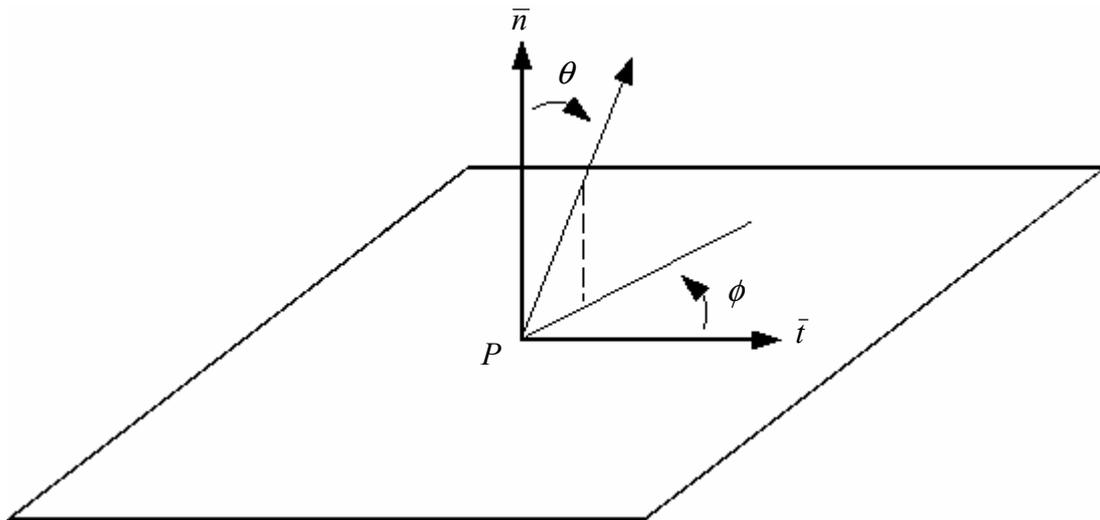


Figura 4.3 - Ângulos θ e ϕ , definindo o ângulo sólido hemisférico sobre um ponto P.

Para cobrir o hemisfério radiante, θ é variado de 0 a $\pi/2$ e ϕ de 0 a 2π . Cada raio é seguido então para determinar os volumes de controle que ele intercepta, assim como seu comprimento dentro de cada volume de controle. Esta informação é então armazenada num arquivo, que deve ser lido antes que os cálculos do escoamento sejam iniciados.

Novamente, todas as equações do modelo matemático podem ser escritas na seguinte forma genérica:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} = \frac{\partial J_j}{\partial x_j} + S_\phi \quad (4.7)$$

onde ϕ representa o campo escalar (propriedade) de interesse (e.g: componentes do vetor velocidade, energia cinética turbulenta, etc.) e S_ϕ corresponde ao seu termo fonte. J_j representa o fluxo líquido desta propriedade através da superfície do volume de controle na direção j , dado por:

$$J_j = \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} - \rho U_j \phi \quad (4.8)$$

As equações 4.7, escritas para cada uma das propriedades a serem resolvidas, formam um sistema completo de sete equações (Equações 3.2, 3.5, 3.6, 3.7, 3.12, 3.13 e 4.2) e sete incógnitas ($u, v, w, p, k, \epsilon, T$) que deverá ser resolvido para a determinação dos campos de velocidade e temperatura no interior dos volumes de controle. Na Tabela 4.1, encontra-se os termos da Equação 4.7 para cada propriedade considerada.

Tabela 4.1 - Termos da equação de transporte para cada propriedade.

Equações	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
Continuidade	ρ	0	0
Quantidade de Movimento - x	u	μ_{ef}	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial x} \right)$
Quantidade de Movimento - y	v	μ_{ef}	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial y} \right)$
Quantidade de Movimento - z	w	μ_{ef}	$-\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial z} \right)$
Energia Cinética Turbulenta	k	$\alpha_k \mu_{ef}$	$\mu_t S^2 - \rho \epsilon$
Dissipação da Energia Cinética Turbulenta	ϵ	$\alpha_\epsilon \mu_{ef}$	$C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon$
Energia	T	k_{ef}	$\frac{S_h}{c_p}$

4.3 - Modelo Numérico

Como no capítulo anterior, os resultados para o modelo em questão novamente foram obtidos com a utilização do programa comercial *Fluent versão 6.0.12* (1998). Para a solução do escoamento utilizou-se novamente o esquema *PRESTO!* para interpolar a pressão. No acoplamento pressão-velocidade foi utilizado o algoritmo *SIMPLE*.

Nos casos simulados com este modelo, o esquema de interpolação escolhido para os termos convectivos das equações da quantidade de movimento nas três direções foi o Upwind de segunda ordem, e para os termos convectivos das demais equações utilizou-se o esquema de interpolação da lei de potência.

4.4 - Geometria, Malha Computacional e Condições de Contorno

A geometria utilizada para modelar o escoamento e a transferência de calor na carcaça foi a geometria original do motor 200L, visualizada em detalhe na Figura 4.4.

As dimensões empregadas foram as seguintes:

- $A_{fluxo} = 0,372 \text{ m}^2$
- $A_{carcaça} = 1,099 \text{ m}^2$
- $L_T = 375 \text{ mm}$
- $D_1 = 315,5 \text{ mm}$
- $D_2 = 333 \text{ mm}$
- $D_3 = 380 \text{ mm}$
- $D_4 = 500 \text{ mm}$

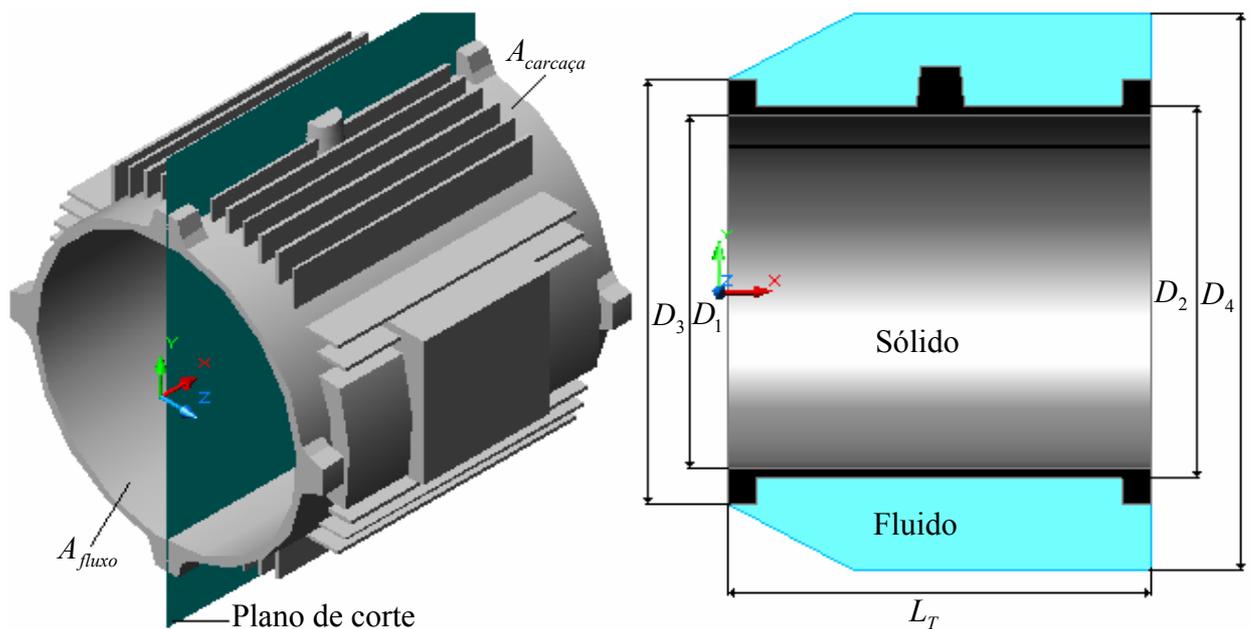
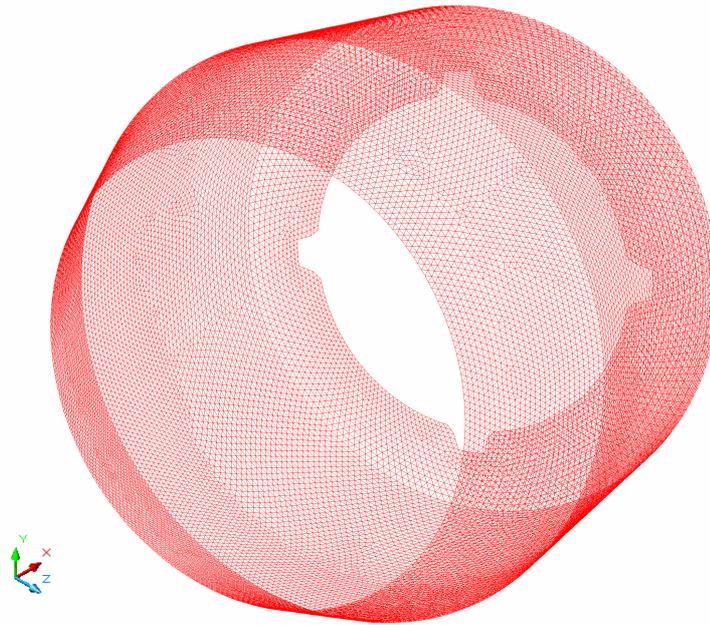
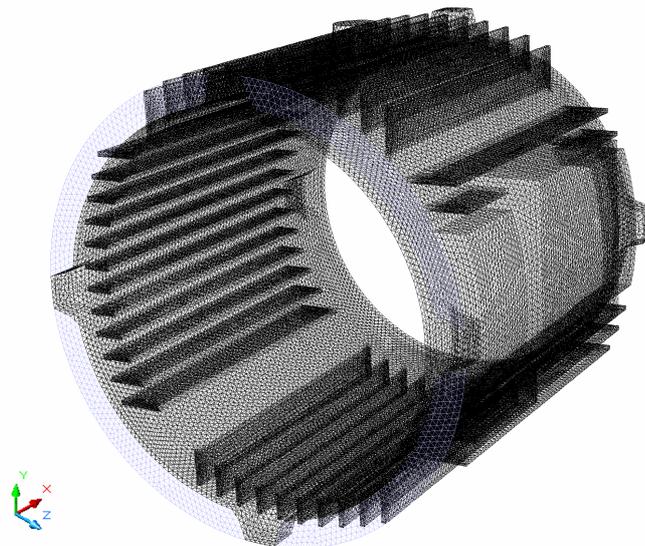


Figura 4.4 - Geometria utilizada na simulação da superfície externa do motor.

A Figura 4.5 mostra a malha adotada na simulação, formada por um total de 1.444.530 células tetraédricas, sendo que 1.094.338 células compõem a região do fluido e 350.192 células a região do sólido.



(a)



(b)

Figura 4.5 - Malha computacional: (a) Fronteira externa do fluido; (b) Fronteira de entrada do escoamento, superfícies interna, externa, dianteira e traseira da carcaça.

Na região sólida do domínio impõem-se as seguintes condições de contorno:

- (1) Fronteira com fluxo constante: Nesta fronteira, predomina a condição térmica de fluxo de calor constante, em W/m^2 , correspondente a 75% do valor total das perdas internas do motor, e prescrito uniformemente sobre a superfície. A parede

interna à carcaça (diâmetro interno da carcaça) recebe esta condição em sua fronteira;

- (2) Interface sólido-fluido: Esta condição caracteriza uma fronteira que separa duas regiões com propriedades distintas. Este acoplamento não necessita nenhuma condição térmica adicional, pois o modelo irá calcular a transferência de calor diretamente da solução de suas células adjacentes. Esta condição é prescrita na superfície externa aletada (interface sólido-fluido);
- (3) Fronteira isolada: Para esta fronteira predomina a condição térmica de fluxo prescrito igual a zero. Esta suposição assume que não existe fluxo de calor da região sólida da carcaça para as tampas dianteira e traseira. As fronteiras de interface entre a carcaça e as tampas recebem esta condição de contorno.

Na região do fluido, as condições de contorno assumidas neste modelo são:

- (1) Fronteira acoplada: Termicamente esta fronteira requer, como condição de contorno adicional, a emissividade da superfície radiante ($\varepsilon = 0,98$). Hidrodinamicamente predominam as condições de impermeabilidade e não-eskorregamento para a velocidade;
- (2) Fronteira de entrada: Na região de entrada do escoamento as componentes do vetor velocidade são prescritas e obtidas da simulação do conjunto caixa defletora. Como condição térmica, é assumido temperatura constante igual a temperatura ambiente ($T = 32,8^\circ\text{C}$) e emissividade igual a 1. As grandezas de turbulência são obtidas através da intensidade turbulenta ($I = 0,05$) e do diâmetro hidráulico da entrada ($D_h = 0,0426\text{ m}$). A fronteira de entrada é apresentada na Figura 4-5b, em azul;
- (3) Fronteira de saída: Na região de saída se impõe a condição de contorno de pressão de saída prescrita, com valor igual a pressão atmosférica ($p = 101325\text{ Pa}$). Para o modelo de turbulência as condições de contorno são: intensidade turbulenta ($I = 0,05$) e diâmetro hidráulico da saída ($D_h = 0,436\text{ m}$). A fronteira de saída de escoamento é apresentada na Figura 4-5a, em vermelho.

Impondo estas condições nas fronteiras do domínio de solução, o modelo estabelecido pode ser resolvido obtendo os campos de velocidade e temperatura na superfície externa do motor em estudo.

4.5 - Resultados e Discussões - Configuração Convencional

Novamente, os resultados foram obtidos para as três rotações do campo girante do motor. Como a velocidade de rotação do ventilador depende do número de pólos do motor, além da alteração do campo de velocidade na fronteira de entrada, devido à variação de fluxo de massa, estas configurações se diferem também na potência útil do motor e conseqüentemente nas perdas internas. A Tabela 4.2 apresenta a variação da potência útil e perdas internas com o número de pólos do motor.

Tabela 4.2 - Potência útil e perdas internas do motor 200L.

Número de Pólos	Potência Útil [W]	Perdas Internas [W]
	60 Hertz	60 Hertz
4 pólos	37.000	3.149
6 pólos	22.000	2.156
8 pólos	18.500	2.072

Portanto, para a configuração geométrica original (convencional) foram analisados três casos, variando o campo de velocidade na fronteira de entrada e o fluxo de calor na fronteira com fluxo constante (75% das perdas internas), mantendo-se constante os demais parâmetros do escoamento e da transferência de calor.

Na Tabela 4.3 encontram-se os casos abordados na simulação do escoamento e transferência de calor na superfície externa do motor. A seguir, o comportamento térmico do sistema e o padrão do escoamento encontrados são apresentados e discutidos.

Tabela 4.3 - Casos abordados na simulação do escoamento e transferência de calor na superfície externa do motor.

	\dot{m} [kg/s]	q''_{fluxo} [W/m ²]
Caso 1	0,371	6.354
Caso 2	0,247	4.351
Caso 3	0,185	4.181

Comportamento Térmico

A Figura 4.6 mostra o campo de temperatura na carcaça para o caso 1. 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. Na Figura 4.6 também pode ser observado o efeito da bolacha de fixação da tampa traseira e da caixa de ligação do motor (conforme indicado na Figura 4.1). O escoamento de ar sendo obstruído por esses elementos reduz drasticamente a dissipação de calor nas regiões atrás dos mesmos. Através da média ponderada pelas áreas das faces, o valor da temperatura média na carcaça do motor, para este caso, é igual a $\bar{T}_{ca} = 79,8 \text{ }^\circ\text{C}$.

O coeficiente local de transferência de calor também pode ser mostrado através de um campo, e este é apresentado na Figuras 4.7. Nela pode-se observar, que apenas alguns canais formados pelas aletas são envolvidos pelo escoamento de ar.

Em geral, o coeficiente local de transferência de calor é elevado na região da carcaça próxima ao ventilador e decresce abruptamente ao longo de sua distância axial, devido, principalmente, ao escoamento se dissipar para longe das aletas, resultando em um aumento de espessura da camada limite térmica. Verifica-se assim, que muito há por se fazer do ponto de vista de melhorar o escoamento que circunda a carcaça do motor.

O coeficiente médio de transferência de calor na superfície externa, parâmetro necessário para o modelo térmico desenvolvido anteriormente, 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:

$$\bar{h} = \frac{q''_{ca}}{(\bar{T}_{ca} - T_{amb})} \quad (4.9)$$

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, para este caso analisado (caso 1), o coeficiente médio de transferência de calor é $\bar{h} = 45,7 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

Vale lembrar que, anteriormente, utilizando a correlação de placa plana para esta superfície, este coeficiente de transferência de calor vinha sendo estimado, para esta configuração, em $h_{ext03} = 62 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

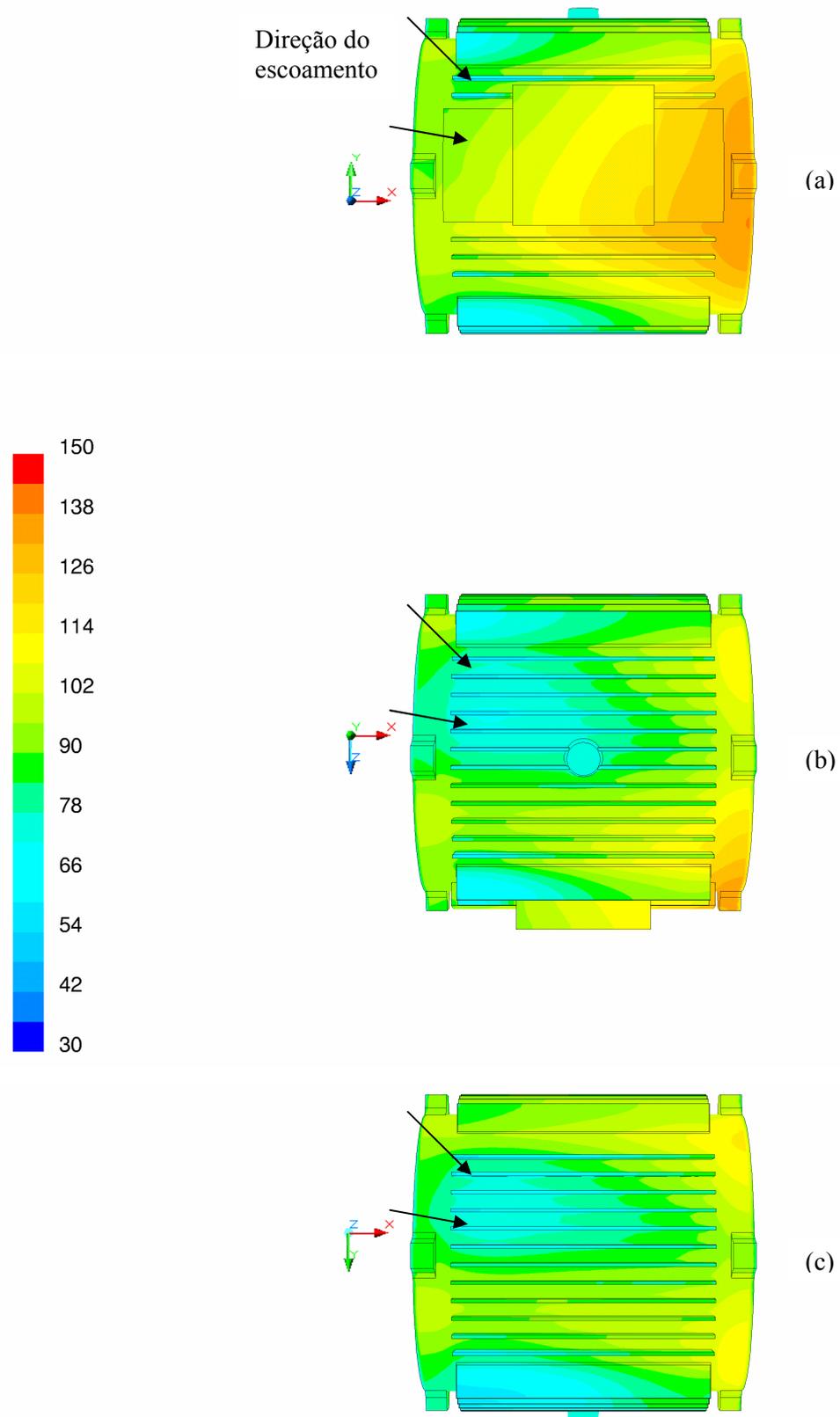


Figura 4.6 - Campo de temperatura [°C] na carcaça do motor (caso 1): (a) direita; (b) topo; (c) esquerda.

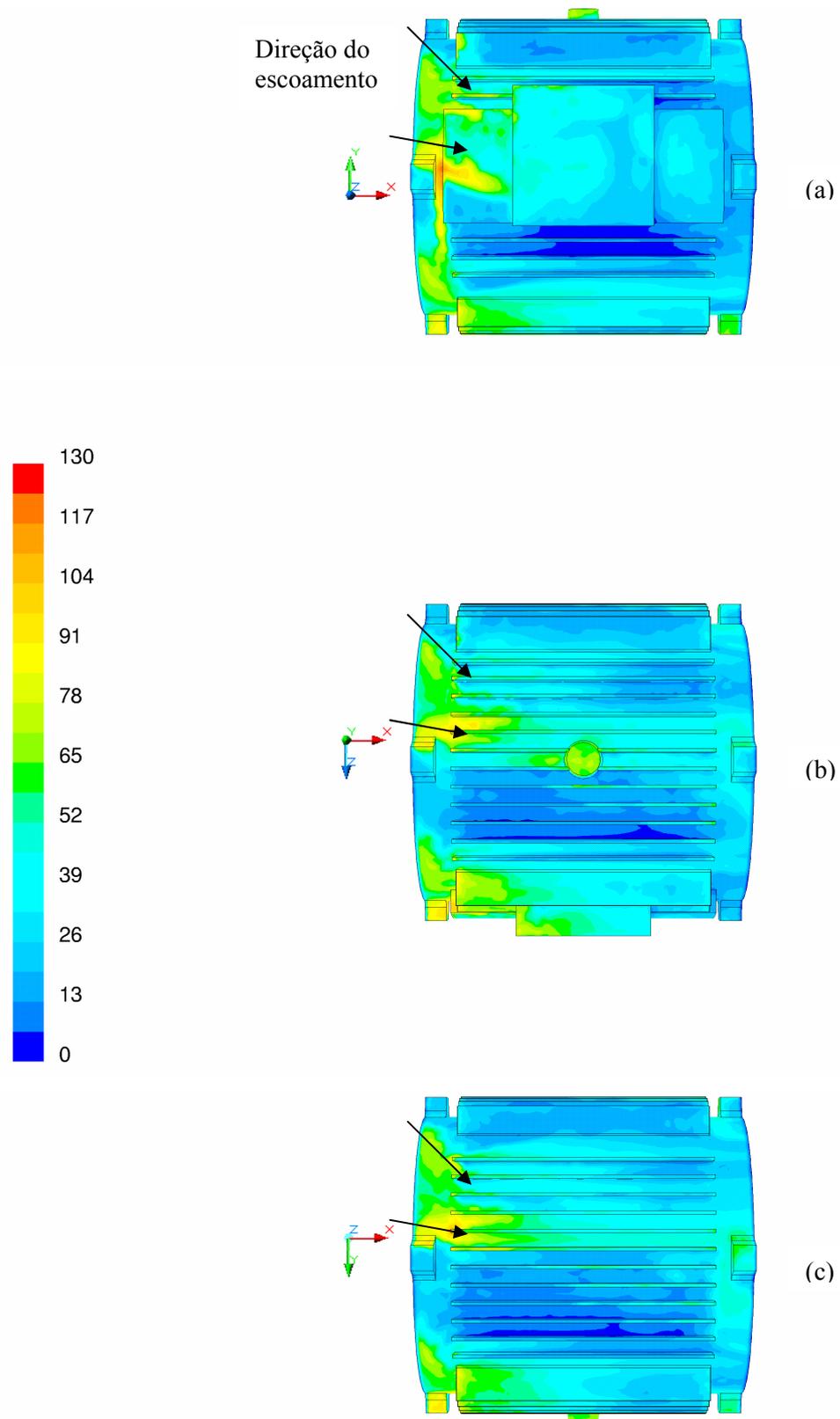


Figura 4.7 - Campo de coeficiente local de transferência de calor [$W/m^2.K$] na carcaça do motor (caso 1): (a) direita; (b) topo; (c) esquerda.

Padrão do Escoamento

A transferência de calor da superfície externa do motor é governada principalmente pelo escoamento de ar que incide sobre a mesma. O comportamento do campo de velocidade para o caso 1 é apresentado através das Figuras 4.8, representando alguns planos ao longo da direção axial.

Analisando o comportamento dos campos apresentados na Figura 4.8, pode-se observar mais claramente que o ângulo de ataque, derivado da componente tangencial da velocidade de entrada, influencia sensivelmente o escoamento sobre a carcaça. Este espalhamento resulta em uma elevação de temperatura superficial e um decréscimo no coeficiente de transferência de calor da superfície externa do motor.

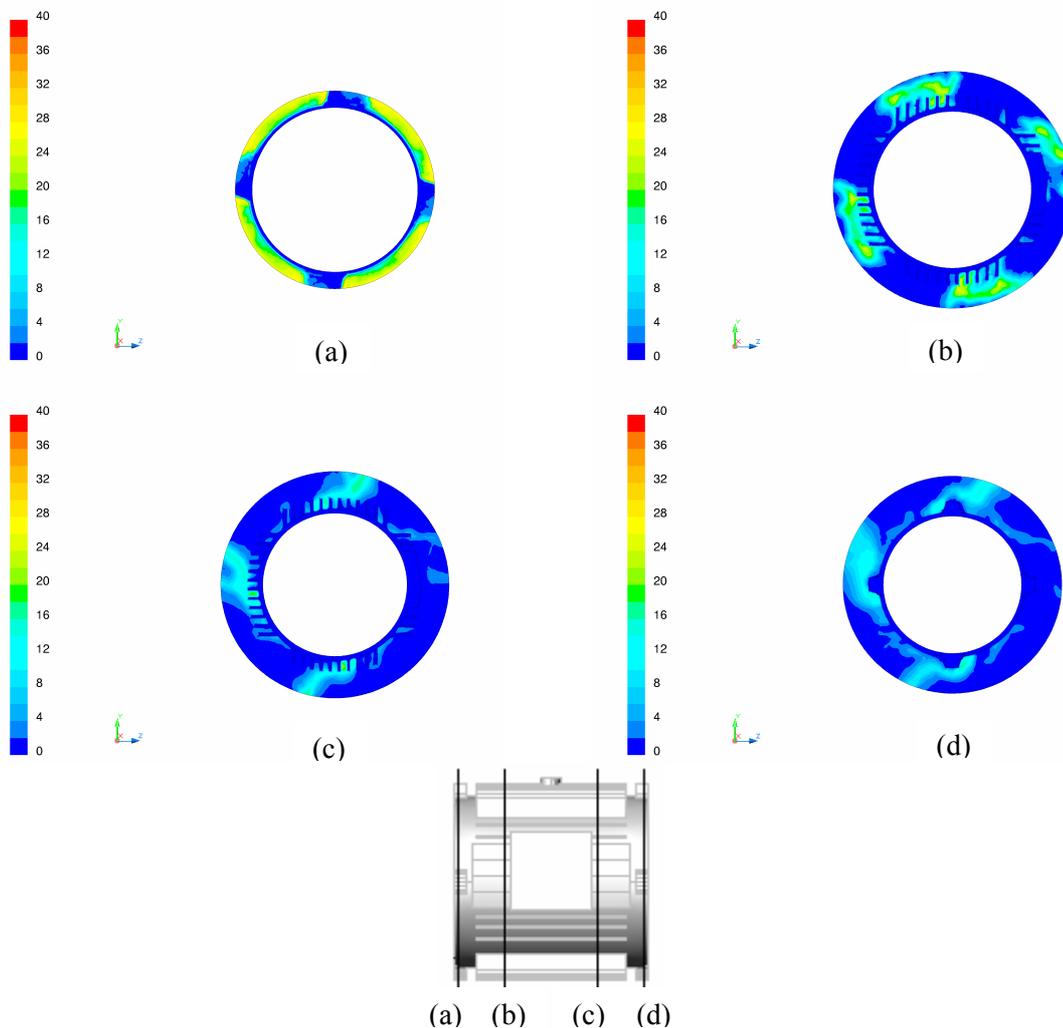


Figura 4.8 - Campo de magnitude da velocidade [m/s] sobre a carcaça (caso 1): (a) $x = 7,5$ mm; (b) $x = 97,5$ mm; (c) $x = 277,5$ mm; (d) $x = 367,5$ mm.

Simulando os demais casos (caso 2 e 3), observaram-se padrões semelhantes àqueles mostrados nas figuras anteriores. As Figuras 4.9 e 4.10 apresentam os campos de temperatura

na carcaça para os casos 2 e 3, respectivamente. A Tabela 4.4 apresenta os resultados encontrados para os três casos analisados.

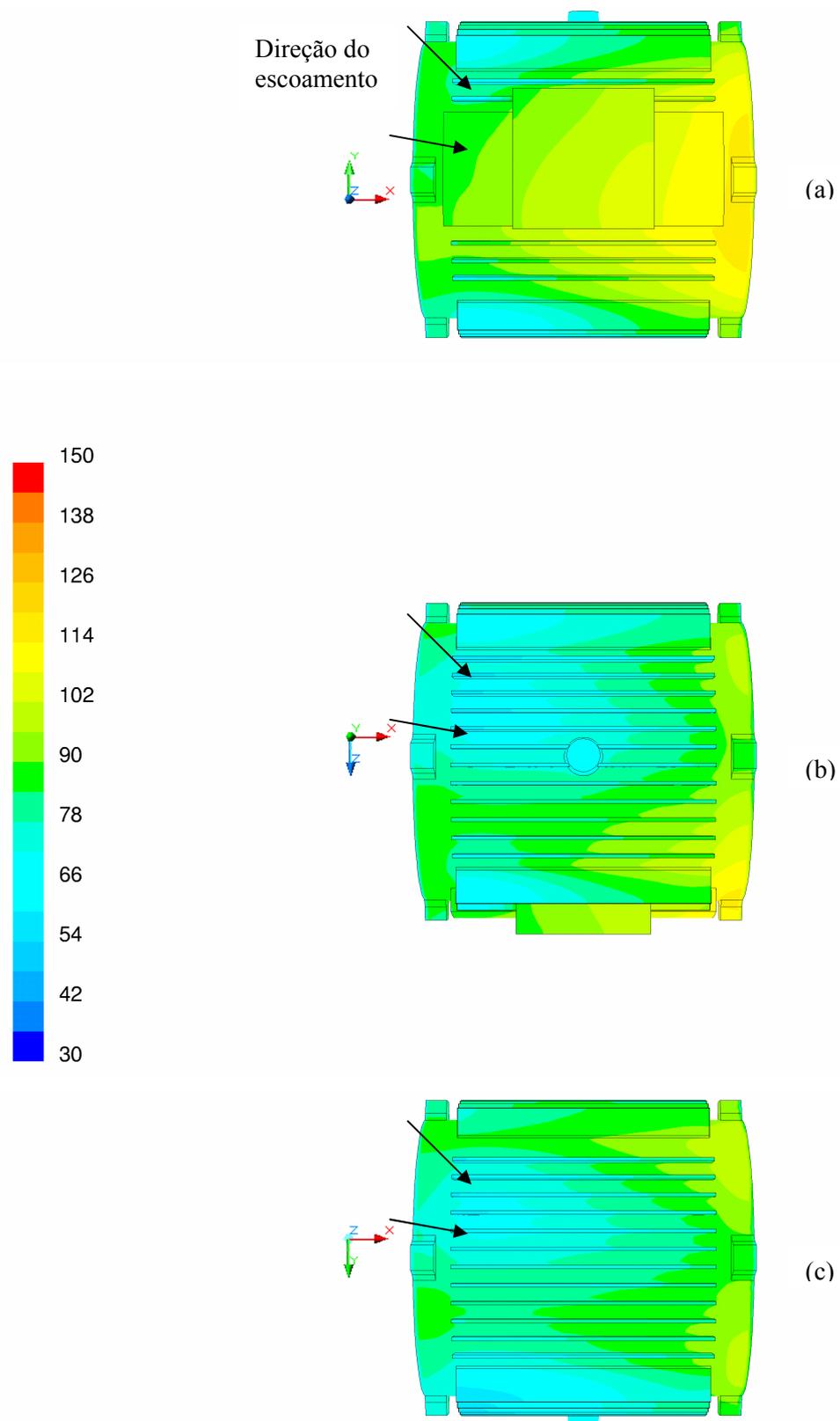


Figura 4.9 - Campo de temperatura [°C] na carcaça do motor (caso 2): (a) direita; (b) topo; (c) esquerda.

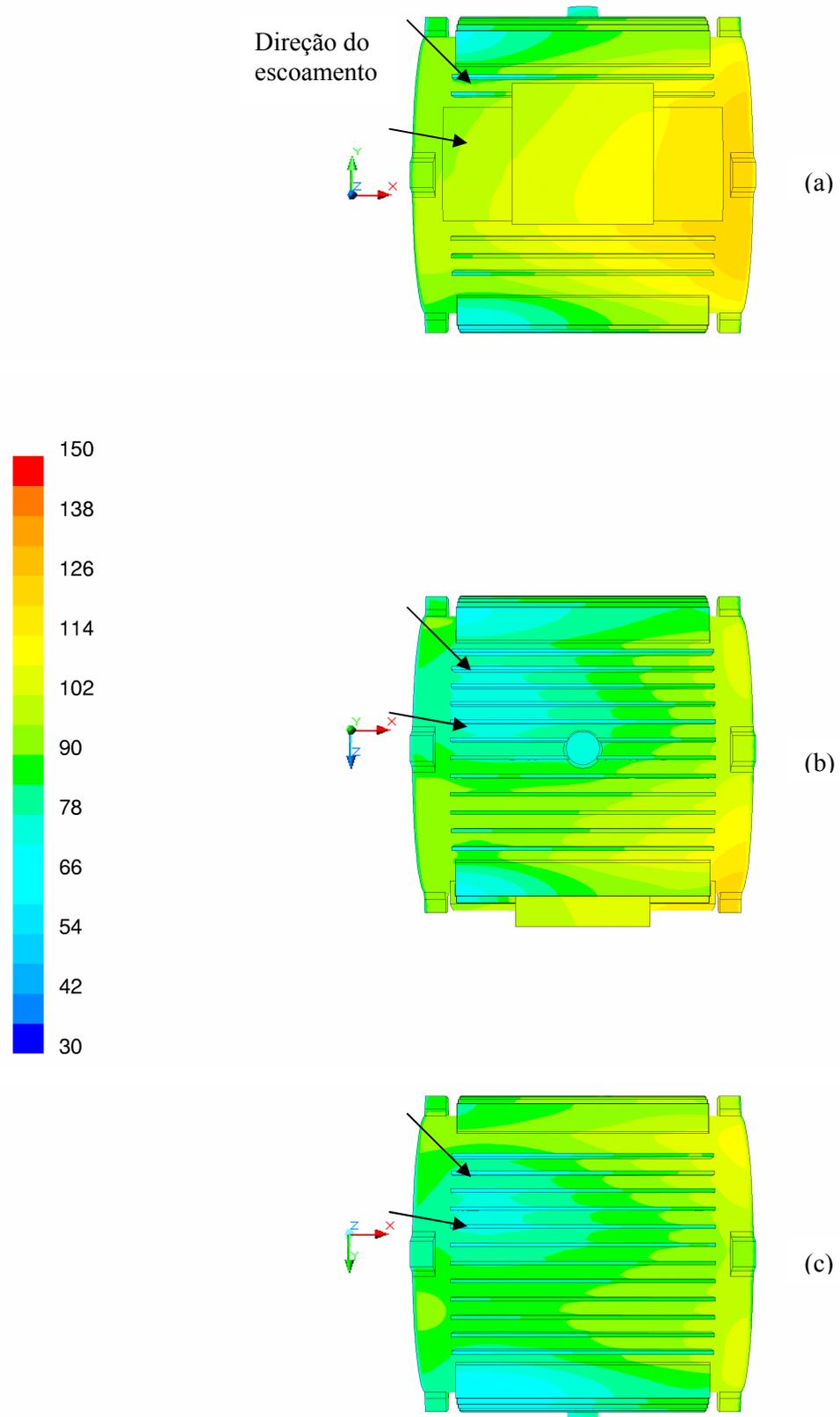


Figura 4.10 - Campo de temperatura [°C] na carcaça do motor (caso 3): (a) direita; (b) topo; (c) esquerda.

Tabela 4.4 - Resultados obtidos na simulação do escoamento e transferência de calor na carcaça.

Caso	Rotação w [rpm]	Fluxo de Massa \dot{m} [kg/s]	Perda Interna [W]	Fluxo de Calor na Carcaça q''_{ca} [W/m ²]	Temperatura Média da Carcaça \bar{T}_{ca} [°C]	Coefficiente Médio de Transferência de Calor \bar{h} [W/(m ² .K)]
1	1.800	0,371	3.149	2149	79,8	45,7
2	1.200	0,247	2.156	1471	73,8	35,8
3	900	0,185	2.072	1414	80,8	29,4

4.6 - Resultados e Discussões - Configuração Proposta

Os resultados anteriormente apresentados indicam que a elevação da temperatura sobre a superfície externa do motor é influenciada principalmente pela não uniformidade do escoamento sobre esta superfície. Na tentativa de se obter um escoamento mais uniforme, capaz de varrer completamente a superfície, propõe aqui uma nova configuração a ser testada, objetivando intensificar a transferência de calor e uniformizar a distribuição de temperatura na carcaça do motor.

Esta nova configuração consiste em utilizar guias na parte externa da tampa traseira da caixa defletora, de forma a reduzir a componente tangencial da velocidade de saída do ar da caixa defletora alinhando o escoamento na direção das aletas. O conjunto caixa defletora contendo as guias pode ser visualizado na Figura 4.11.

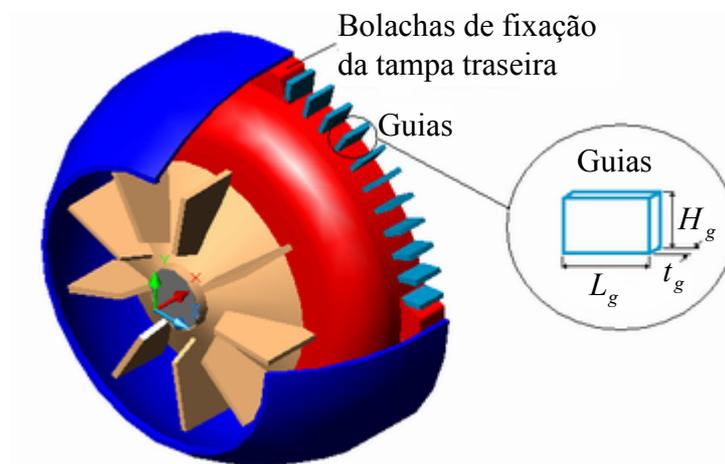


Figura 4.11 - Nova configuração proposta para o conjunto caixa defletora.

As guias, mostradas na Figura 4.11, são dimensionadas com comprimento igual ao comprimento da bolacha de fixação, $L_g = 30$ mm, altura, $H_g = 23,5$ mm, igual ao espaçamento de saída entre as tampas defletora e traseira ($D_T/2 - D_1/2$, Figura 3.3), e, considerando possíveis limites construtivos, com espessura de $t_g = 5$ mm.

Um novo modelo do conjunto caixa defletora foi desenvolvido, e resolvido com as mesmas características do modelo convencional apresentado no Capítulo 3. A rotação do ventilador foi mantida sendo, $w_g = 1800$ rpm. Porém, com a inclusão das guias ao conjunto caixa defletora, aumentou-se a perda de carga do sistema, e, portanto, um fluxo de massa de entrada menor foi estabelecido. Assim, na fronteira de entrada a condição de contorno para o fluxo de massa passou a ser, $\dot{m}_g = 0,360$ kg/s.

Utilizando este novo modelo de conjunto caixa defletora encontrou-se uma nova distribuição de velocidade na saída do conjunto. A Figura 4.12 apresenta o campo de magnitude da velocidade na saída do conjunto caixa defletora. Seu valor médio, ponderado pelas áreas das faces, fica em torno de $\bar{V}_2 = 18,2$ m/s, um valor abaixo dos 19,2 m/s encontrado na configuração convencional (influência da diminuição do fluxo de massa). Suas componentes registram valores em torno de $\bar{V}_{x_2} = 16,1$ m/s e $\bar{V}_{t_2} = 0,4$ m/s, para as componentes axial e tangencial, respectivamente (Figuras 4.13 e 4.14); tais valores devem ser comparados com os 13,4 e 12,1 m/s, respectivamente para as componentes axial e tangencial da configuração convencional.

Os vetores de velocidade de saída do conjunto podem ser visualizados na Figura 4.15. Estes vetores servirão de condição de contorno na fronteira de entrada na modelação da carcaça. Nota-se que, a utilização da guias reduzem a componente tangencial do vetor de velocidade na saída alinhando conforme o desejado, na direção axial.

A partir da nova condição de contorno de velocidade de entrada na carcaça foi resolvido o escoamento e a transferência de calor na superfície externa do motor, mantendo inalterado os demais parâmetros do modelo.

A modificação dos perfis de velocidade sobre a superfície externa do motor, devido à utilização das guias, pode ser observada na Figura 4.16. Esta figura mostra os campos de magnitude da velocidade nos mesmos planos de corte da Figura 4.8, e ressalta a uniformidade dos perfis ao longo da direção axial da carcaça do motor.

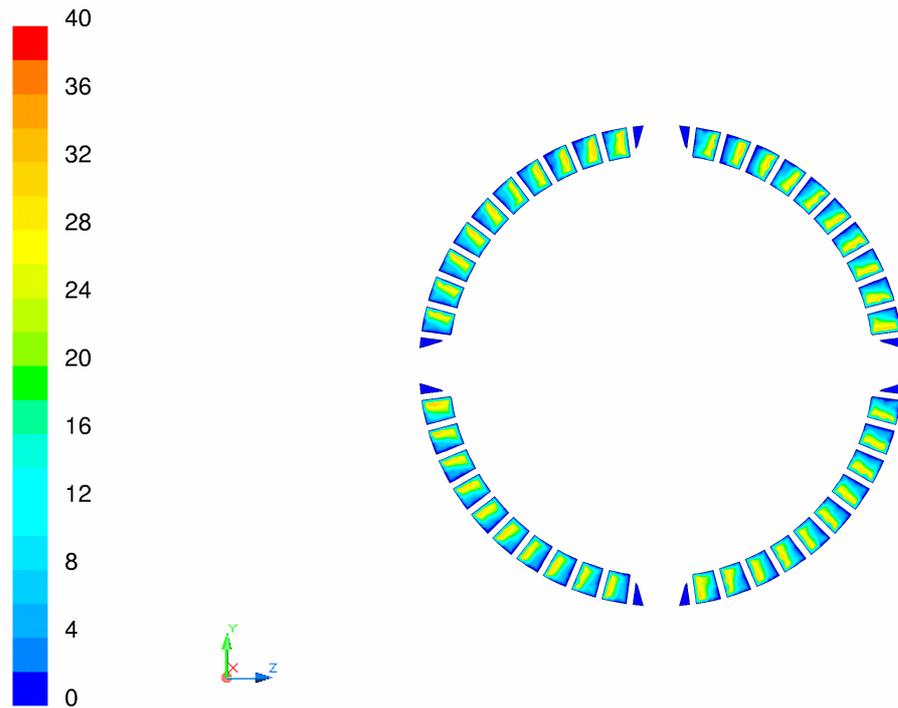


Figura 4.12 - Campo de magnitude da velocidade [m/s], na saída da caixa defletora com guias.

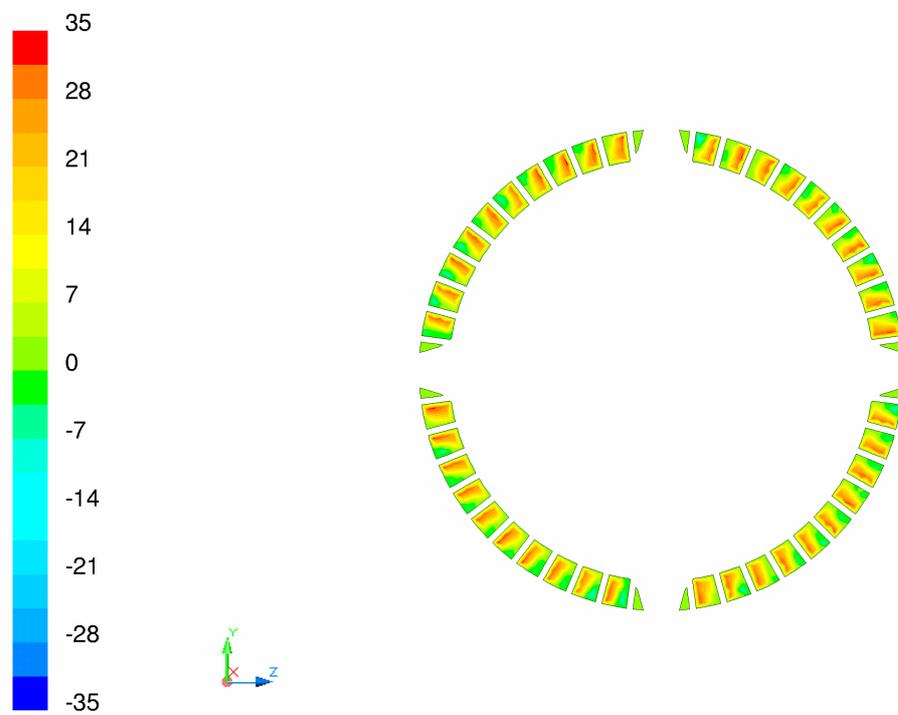


Figura 4.13 - Campo de velocidade na direção axial [m/s], na saída da caixa defletora com guias.

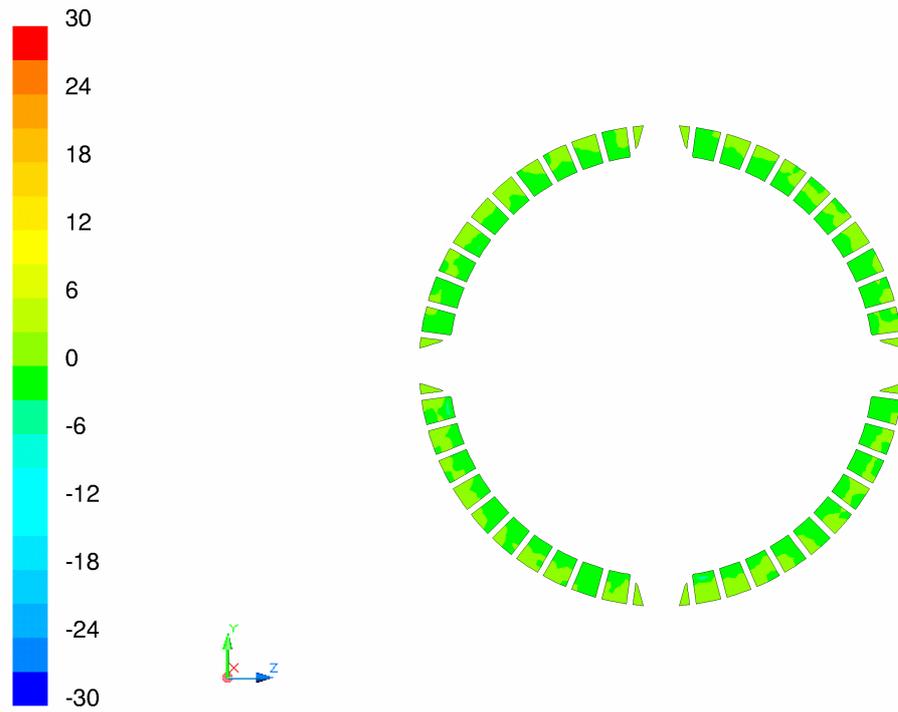


Figura 4.14 - Campo de velocidade na direção tangencial [m/s], saída da caixa defletora com guias.

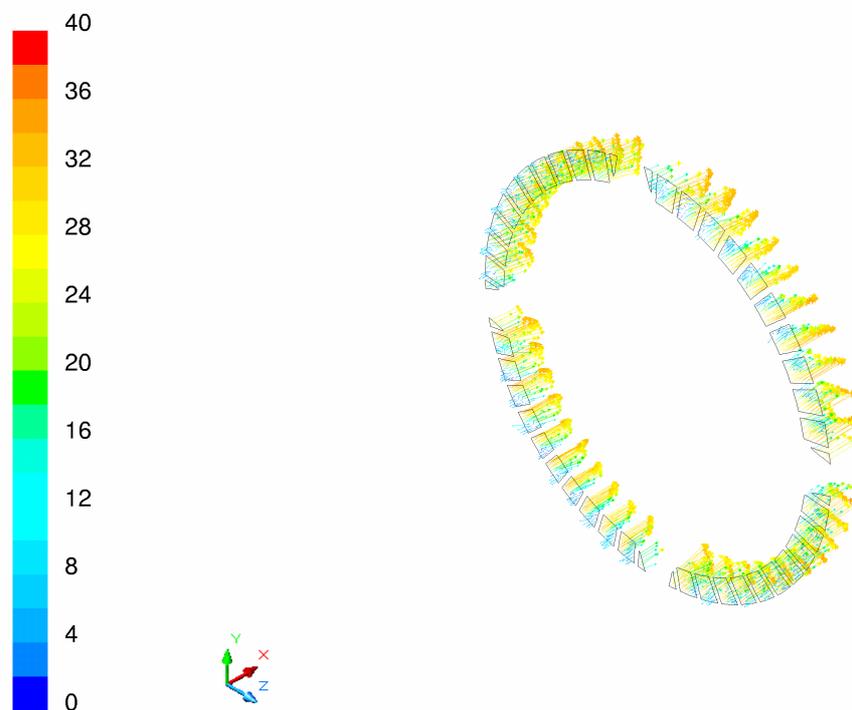


Figura 4.15 - Vetores velocidade [m/s], na saída da caixa defletora com guias.

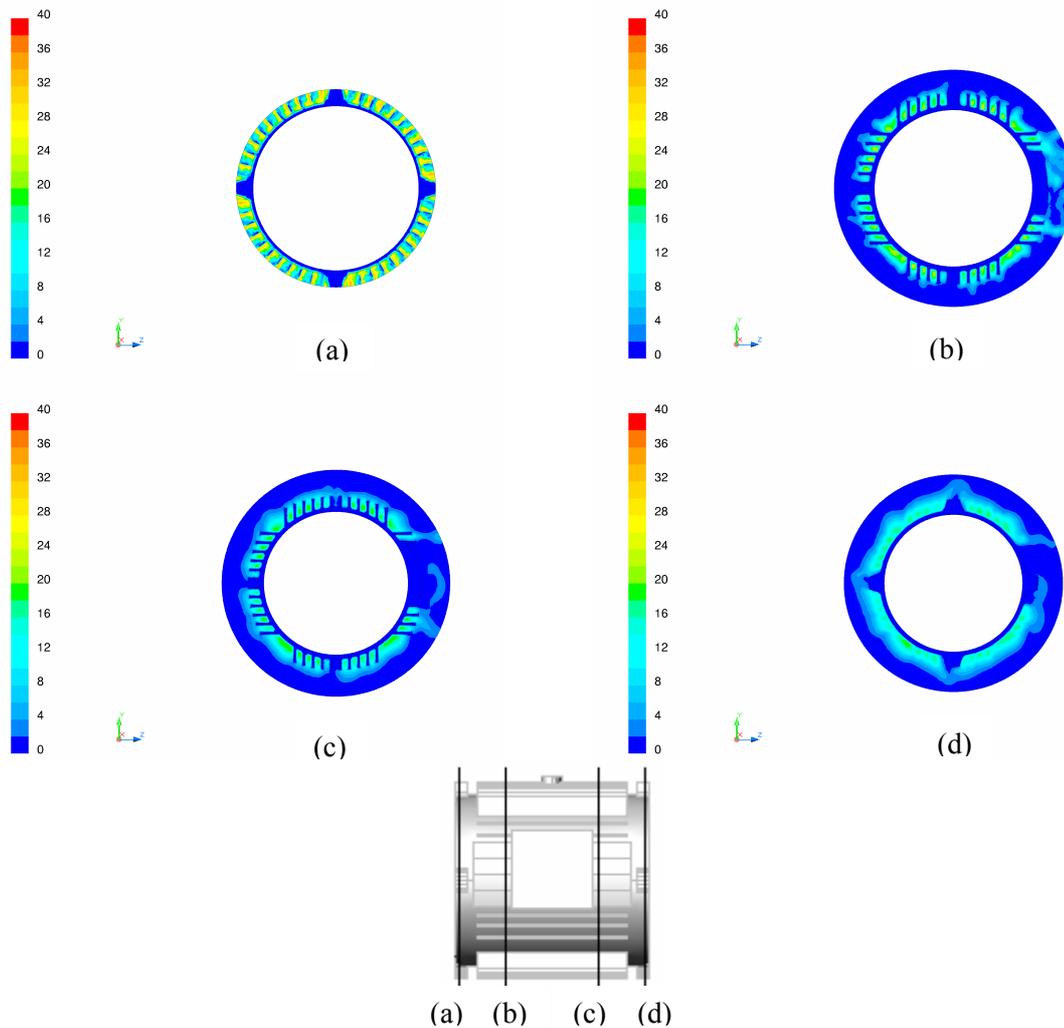


Figura 4.16 - Campo de magnitude da velocidade [m/s] sobre a carcaça utilizando guias na defletora: (a) $x = 7,5$ mm; (b) $x = 97,5$ mm; (c) $x = 277,5$ mm; (d) $x = 367,5$ mm.

Observando a Figura 4.16, nota-se claramente que o escoamento incidente à superfície externa do motor permanece confinado na região das aletas praticamente em toda a sua extensão (posição leste nas Figuras 4.16 b, c e d). A única região onde o escoamento insiste em dissipar-se é a região que circunda a caixa de ligação. Além disso, os canais formados pelas aletas, alinhados com as bolachas de fixação da tampa traseira não são beneficiados pelo escoamento de ar. Isto fica mais evidente observando a Figura 4.17, que mostra o campo de coeficiente local de transferência de calor. Os pontos onde os coeficientes locais de transferência de calor tendem a zero estão localizados justamente na região atrás da caixa de ligação e nos canais centrais que são obstruídos pelas bolachas de fixação da tampa traseira da caixa defletora.

A Figura 4.18 apresenta o campo de temperatura na superfície externa do motor que utiliza guias em sua caixa de ligação. Com a presença das guias a temperatura da carcaça tende a permanecer uniforme, conseqüência do bom desempenho das aletas. Porém, na região atrás da caixa de ligação a temperatura cresce localmente devido à obstrução do escoamento incidente.

A Tabela 4.5 faz a comparação dos resultados obtidos na configuração convencional (sem as guias), com a configuração proposta (com as guias).

Tabela 4.5 - Comparação dos resultados obtidos na simulação do escoamento e transferência de calor na carcaça.

Configuração	Rotação w [rpm]	Fluxo de Massa \dot{m} [kg/s]	Magnitude da Velocidade de Entrada \bar{V} [m/s]	Velocidade Axial de Entrada \bar{V}_x [m/s]	Velocidade Tangencial de Entrada \bar{V}_t [m/s]
<i>Convencional</i>	1.800	0,371	19,2	13,4	12,1
<i>Proposta</i>	1.800	0,360	18,2	16,1	0,4

Configuração	Perda Interna [W]	Fluxo de Calor na Carcaça q''_{ca} [W/m²]	Temperatura Média da Carcaça \bar{T}_{ca} [°C]	Coefficiente Médio de Transferência de Calor \bar{h} [W/(m².K)]
<i>Convencional</i>	3.149	2.149	79,8	45,7
<i>Proposta</i>	3.149	2.149	59,1	81,7

Conforme ilustrado na Tabela 4.5 a presença das guias é uma solução simples e que traz excelentes resultados para reduzir a temperatura de operação do motor. Para o caso investigado a presença das guias aumentou em quase 80% o coeficiente de transferência de calor da carcaça do motor para o ar ambiente. A expectativa é de que este efeito venha a ocorrer em outros tipos de carcaça.

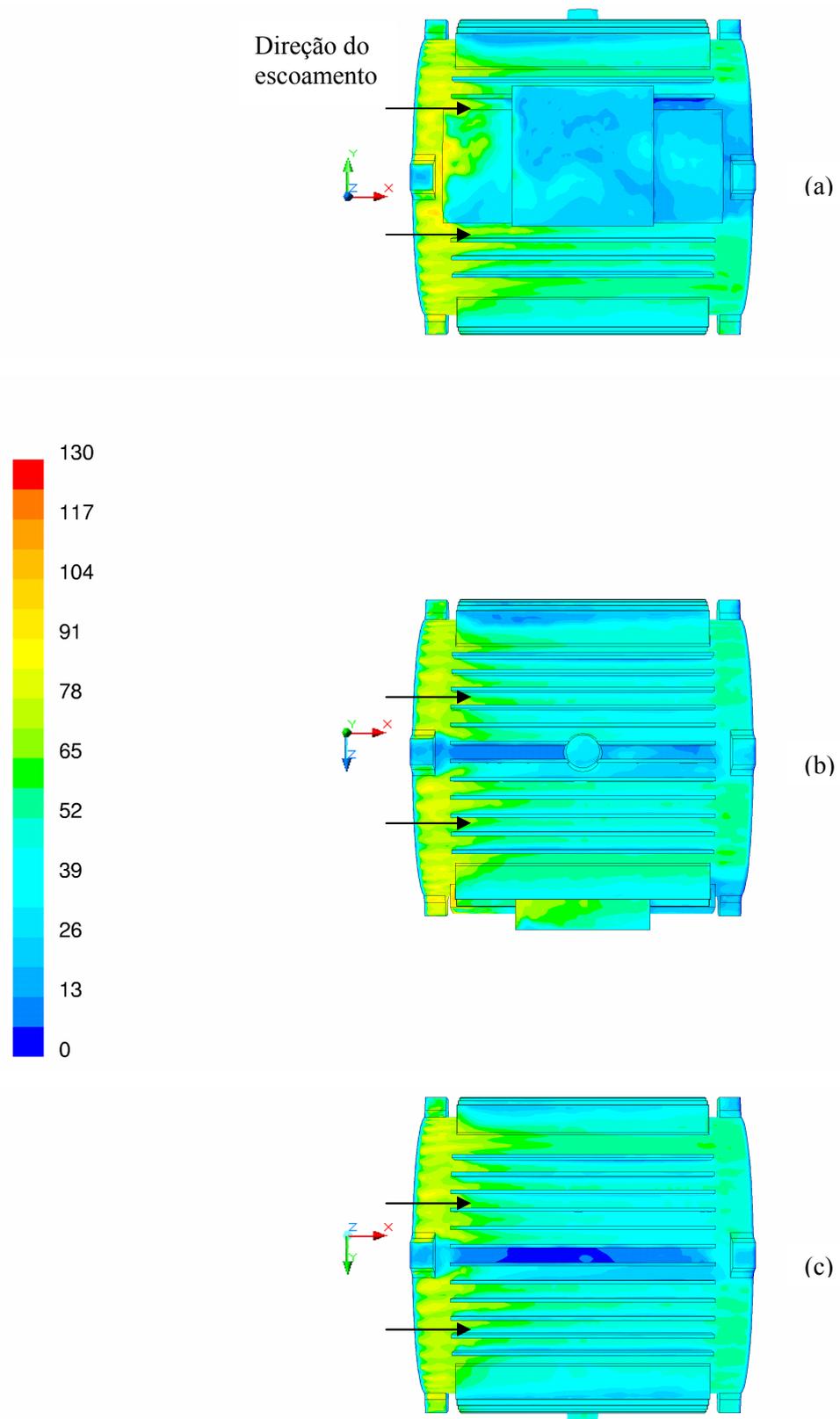


Figura 4.17 - Campo de coeficiente local de transferência de calor $[W/m^2.K]$ na carcaça do motor com guias: (a) direita; (b) topo; (c) esquerda.

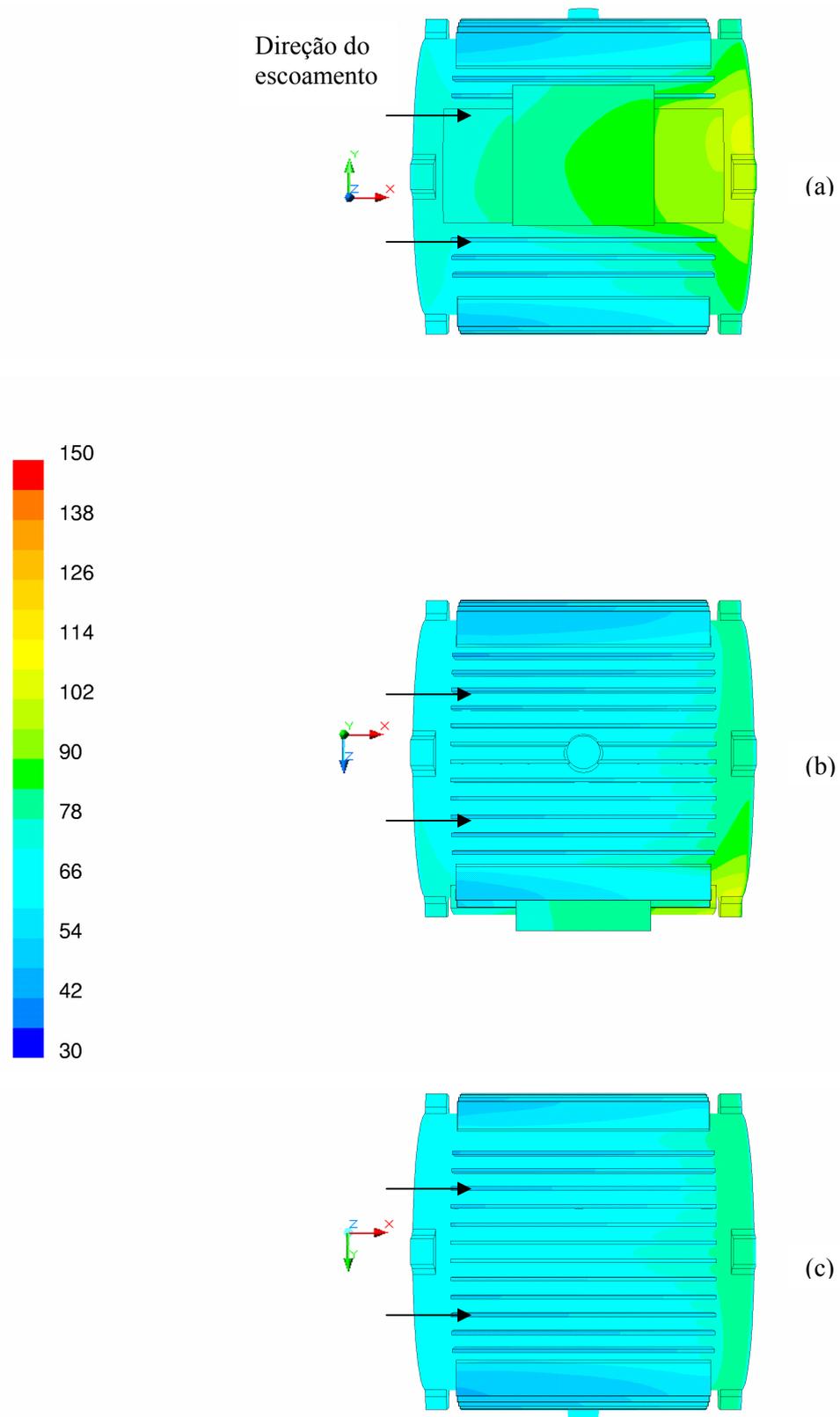


Figura 4.18 - Campo de temperatura [°C] na carcaça do motor com guias: (a) direita; (b) topo; (c) esquerda.

Testes Experimentais

5.1 - Introdução

O modelo desenvolvido foi validado através da comparação com resultados experimentais de temperatura em pontos estratégicos no motor. O objetivo deste capítulo é descrever a metodologia e apresentar os resultados do ensaio de elevação de temperatura.

Neste ensaio de elevação de temperatura, os principais objetivos são:

- Medir os valores de temperatura em pontos previamente estabelecidos no motor elétrico, até o alcance do regime permanente;
- Medir as perdas energéticas decorrentes da operação do motor.

5.2 - Montagem Experimental

Na Figura 5.1 é apresentada a montagem experimental utilizada para a realização do ensaio de elevação de temperatura, ensaio este, realizado nas dependências do laboratório elétrico, da Fábrica IV, da Weg Motores Ltda.

O motor foi montado sobre uma base rígida (1) e acoplado a um dinamômetro instrumentado (2). Da caixa de ligação, e da parte inferior das tampas dianteira e traseira, partem do motor os sensores de temperatura (termopares) fixados em pontos especiais da máquina. Cada termopar foi conectado às chaves seletoras de canais (3) ou a um dos registradores gráficos, do tipo multipenas (4).

5.3 - Função dos Equipamentos Utilizados

Dinamômetro

Dinamômetro é o equipamento capaz de medir a potência do um motor em suas diversas condições de funcionamento. Os dinamômetros utilizados nos ensaios elétricos, realizados nos laboratórios da WEG, são automatizados e permitem medições de elevação de

temperatura com potência constante, de carga com tensão constante, de conjugado máximo, de resistência de aquecimento e resistência de isolamento.

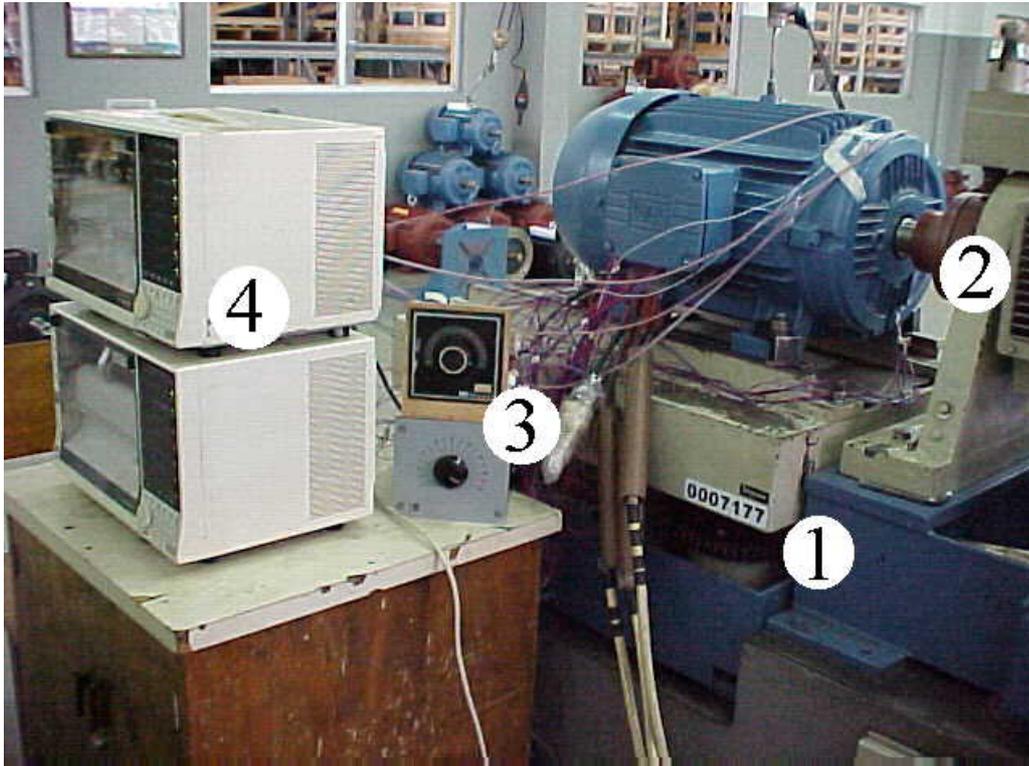


Figura 5.1 - Montagem experimental utilizada no ensaio de elevação de temperatura.

Chave Seletora

A chave seletora é um dispositivo de múltiplas entradas e uma única saída. Neste experimento, a chave seletora foi utilizada para minimizar o número de registradores gráficos (multipenas) utilizados, uma vez que este equipamento tem limitação quanto ao número de canais (08 canais). Com a chave seletora é possível a leitura de sinais provenientes de fontes diferentes, em um mesmo canal do multipenas, através da identificação da fonte na chave seletora. Foram utilizadas duas chaves seletoras, uma de 16 canais e outra de 24 canais, perfazendo um total de 40 canais de entrada, utilizando apenas dois canais do multipenas (um para cada chave seletora).

Registrador Gráfico (Multipenas)

Os sinais foram capturados e armazenados por registradores multipenas YOKOGAWA, modelo LR8100. Este registrador gráfico possui 08 canais de entrada e 08 canais de saída, e pode fornecer o resultado gráfico de uma medida ao longo do tempo, através de um sistema

de impressão. Além disso, seu display digital propicia leituras instantâneas dos sinais lidos já convertidos na grandeza de interesse (temperatura, tensão, dentre outros).

Termopares

As medições de temperaturas foram feitas por termopares, instalados no interior do motor. Utilizou-se nos testes experimentais termopares do tipo T (cobre-constantan), cuja incerteza de medição é de +/- 0,2% do valor obtido.

5.4 - Procedimento Experimental

O experimento consistiu basicamente da medição de temperaturas através da utilização de termopares. As medidas foram realizadas de maneira direta, a partir da leitura no display digital do multipenas. Ao todo, foram monitorados 49 (quarenta e nove) pontos de temperatura (termopares). Os esquemas gráficos apresentados nas Figuras 5.2 e 5.3 permitem um entendimento das medidas realizadas.

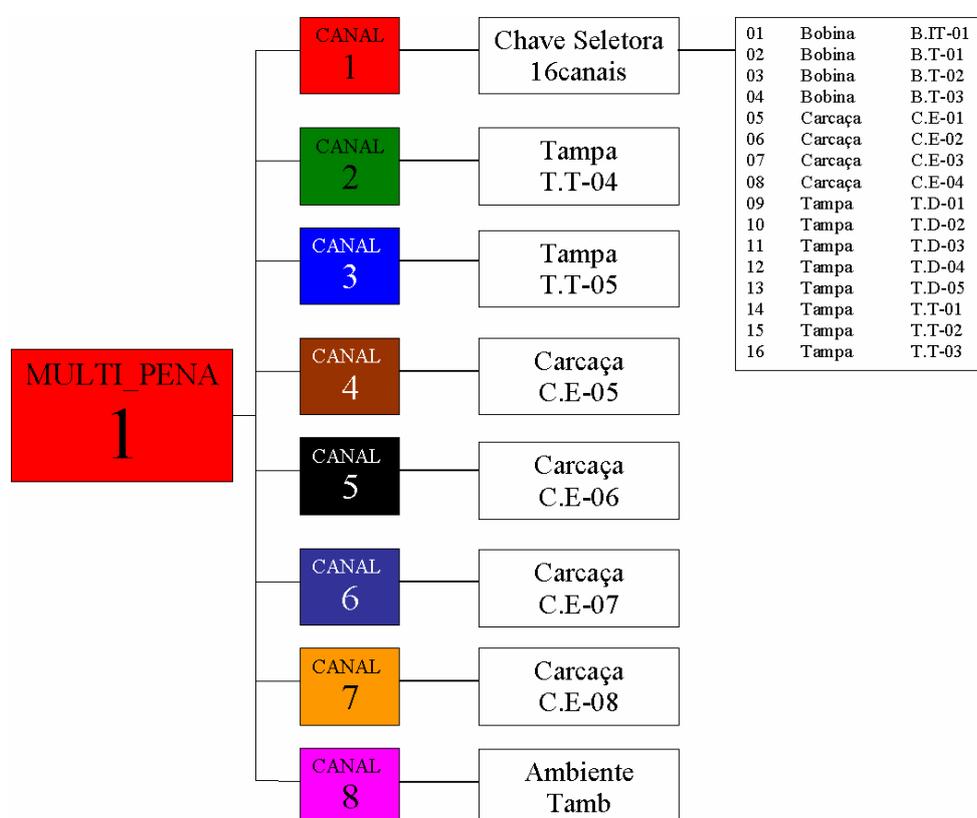


Figura 5.2 - Esquema de conexão dos sensores nos canais do primeiro multipenas.

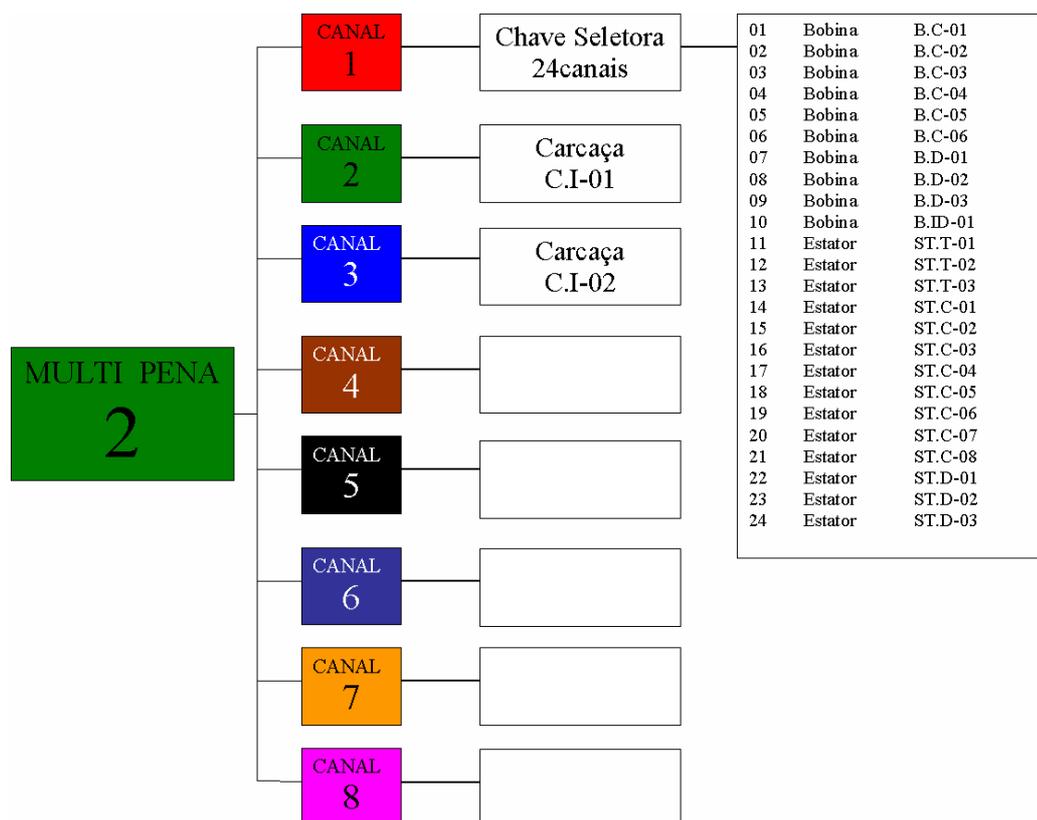


Figura 5.3 - Esquema de conexão dos sensores nos canais do segundo multipenas.

O procedimento seguido durante o ensaio obedeceu aos passos descritos a seguir:

- 1º) Registrar o horário em que a bateria de medidas foi iniciada.
- 2º) Selecionar o canal CH01 da chave seletora 1 (16 canais) e efetuar a leitura no display correspondente ao canal 1 do primeiro multipenas.
- 3º) Repetir o segundo passo, agora selecionando o canal CH 02 da chave seletora 01.
- 4º) Repetir seqüencialmente o terceiro passo até a leitura do canal CH16 da chave seletora 01.
- 5º) Efetuar a leitura dos canais restantes no display do primeiro multipenas.
- 6º) Selecionar o canal CH01 da chave seletora 2 (24 canais) e efetuar a leitura no display correspondente ao canal 1 do segundo multipenas.
- 7º) Repetir o sexto passo, agora selecionando o canal CH02 da chave seletora 2.
- 8º) Repetir seqüencialmente o sétimo passo até a leitura do canal CH24 da chave seletora 2.
- 9º) Efetuar a leitura dos canais restantes no display do segundo multipenas.
- 10º) Registrar o horário em que a bateria de medidas foi encerrada.
- 11º) Repetir os passos de 1 a 10 a cada 20 minutos, até o alcance do regime permanente.

Ao final do ensaio de elevação de temperatura, todos os valores de temperatura medidos foram organizados em tabelas.

5.5 - Motor Elétrico Ensaiado e Pontos de Medição

Características Gerais

A seguir serão apresentados alguns dados típicos de catálogo do motor em estudo. Por se tratar de um motor da linha padrão, este motor apresenta:

- Carcaça de ferro fundido;
- Rotor de gaiola com barras de alumínio fundido;
- Ventilação: TFVE (Totalmente Fechado com Ventilação Externa);
- Rolamentos de esfera;
- Dimensões de acordo com a norma NBR 5432;
- Regime de serviço contínuo (S1);
- Eixo de aço carbono 1045;
- Rendimento de acordo com a norma NBR 5383-12.8;
- Padronização potência x carcaça conforme NBR 8441;
- Normas e medidas dentro dos padrões do INMETRO;
- Rosca da caixa RWG.

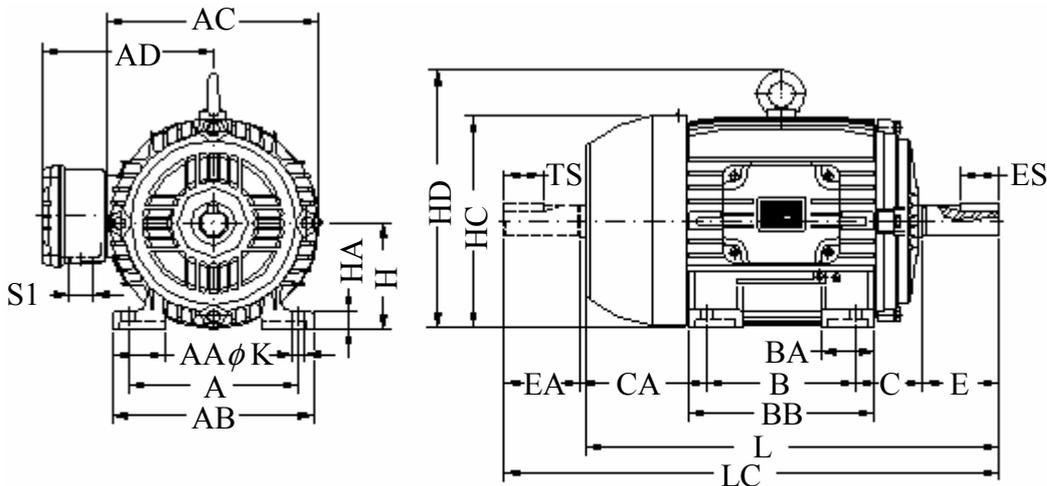


Figura 5.4 - Motor Standard carcaça IEC 200L.

A Tabela 5.1 apresenta as características técnicas típicas do motor 200L, e a Figura 5.5 mostra as principais dimensões, em mm, do motor ensaiado.

Tabela 5.1 - Características técnicas do motor 200L.

<i>Carcaça</i>	: 200L	<i>Categoria</i>	: N	
<i>Potência</i>	: 37,0kW	<i>Altitude</i>	: 1000m	
<i>Polaridade</i>	: 4 Pólos	<i>Temperatura ambiente</i>	: 40°C	
<i>Frequência</i>	: 60Hz	<i>Grau de proteção</i>	: IP55	
<i>Rotação nominal</i>	: 1770rpm	<i>Escorregamento</i>	: 1,67%	
<i>Tensão nominal</i>	: 220/380V	<i>Corrente a vazio</i>	: 42,0/24,3A	
<i>Corrente nominal</i>	: 123/71,2A	<i>Tempo de rotor bloqueado</i>	: 17s	
<i>Fator de serviço</i>	: 1,15	<i>Momento de inércia</i>	: 0,331kgm ²	
<i>Corrente de Partida</i>	: 812/470A	<i>Massa</i>	: 244kg	
<i>Ip/In</i>	: 6,60	<i>Nível de Ruído</i>	: 71dB(A)	
<i>Classe de isolamento</i>	: F	Desempenho em carga		
<i>Elevação de temperatura</i>	: 80°C	Carga	cos ϕ	rend. (%)
<i>Conjugado nominal</i>	: 198Nm	100%	0,86	91,7
<i>Conjugado de partida</i>	: 230%	75%	0,83	91,7
<i>Conjugado máximo</i>	: 240%	50%	0,76	90,2

**DIMENSÕES DA CARÇAÇA**

Carcaça	A	AA	AB	AC	AD	B	BA	BB	C	CA
200L	318	82	385	396	292	305	85	370	133	222

E	ES	EA	TS	H	HA	HC	HD	K	L	LC	S1
110	80	110	80	200	30	402	464	18,5	767	880	RWG 2''

Figura 5.5 - Dimensões principais [mm] da carcaça 200L.

Pontos de Medição na Carcaça

Na Figura 5.6 são apresentados os pontos na carcaça onde foram fixados os termopares. O corte AA mostra os sensores instalados no diâmetro externo da carcaça, medindo temperaturas do ar em escoamento próximas à saída da tampa defletora. O corte BB mostra o posicionamento dos sensores num plano mediano, onde as temperaturas são medidas nos diâmetros interno e externo da carcaça.

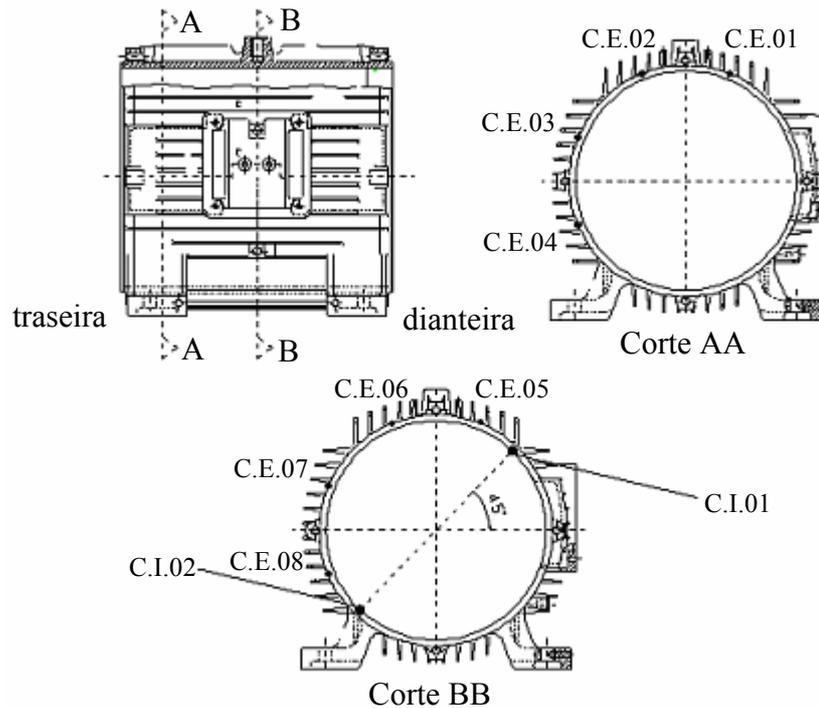


Figura 5.6 - Pontos de medição de temperatura na carcaça.

Pontos de Medição no Estator

A Figura 5.7 apresenta um esboço do estator instrumentado, indicando o posicionamento dos termopares em três planos paralelos ao longo do comprimento axial. No plano AA são apresentadas as posições dos sensores alinhados radialmente ao longo de um dente do estator. No plano BB os sensores estão alinhados radialmente com uma ranhura do estator, e distribuídos aos pares a cada 90°. No plano CC, a disposição dos termopares segue o mesmo esquema descrito para o plano AA.

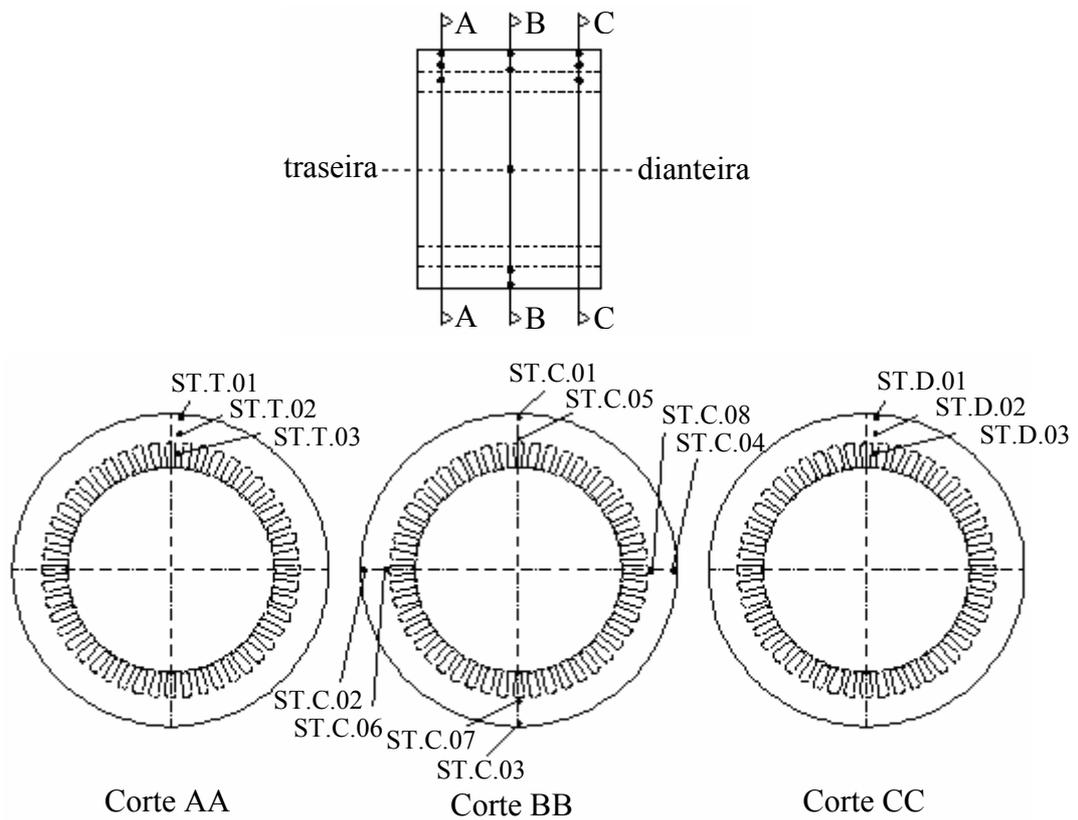


Figura 5.7 - Pontos de medição de temperatura no estator.

Pontos de Medição nas Bobinas

Os cortes AA, BB e CC apresentados na Figura 5.8 têm a mesma disposição daquela mostrada na Figura 5.7. Os três planos apresentados coincidem, dessa forma, com os três planos apresentados na Figura 5.7. Os pontos B.C.01 e B.C.02 estão posicionados entre a chapa e o isolante de fundo de ranhura. Os demais pontos estão posicionados no interior do cobre.

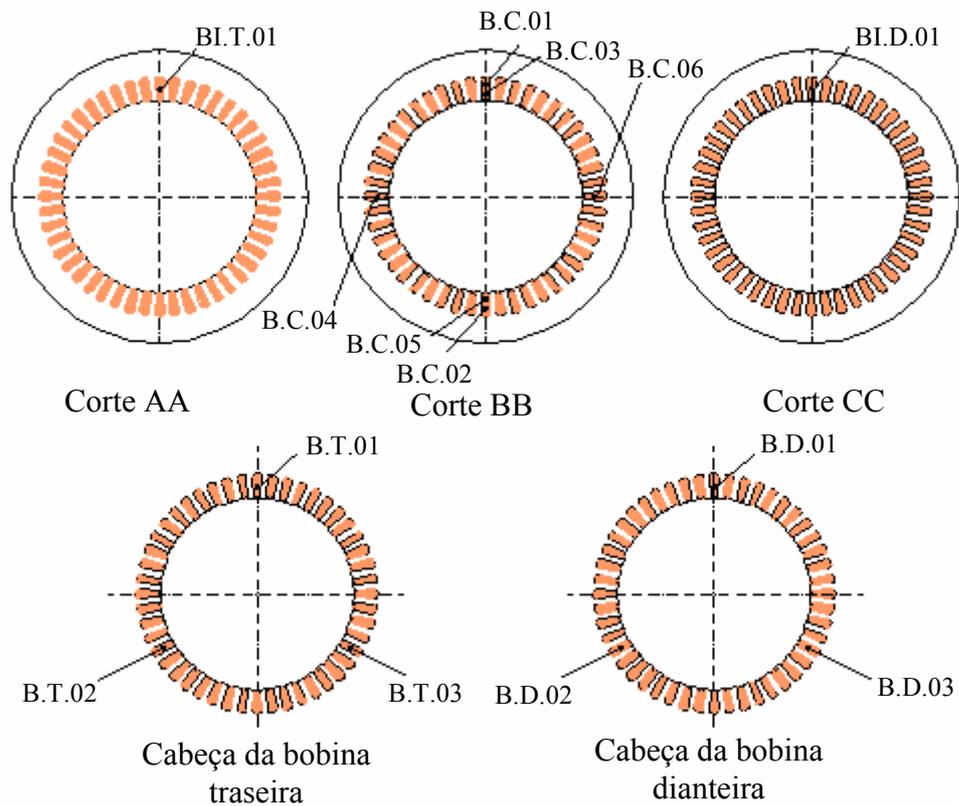


Figura 5.8 - Pontos de medição de temperatura nas bobinas.

Pontos de Medição nas Tampas

Nas Figuras 5.9 e 5.10 são apresentados os pontos nas tampas traseira e dianteira, respectivamente, onde foram fixados os termopares.

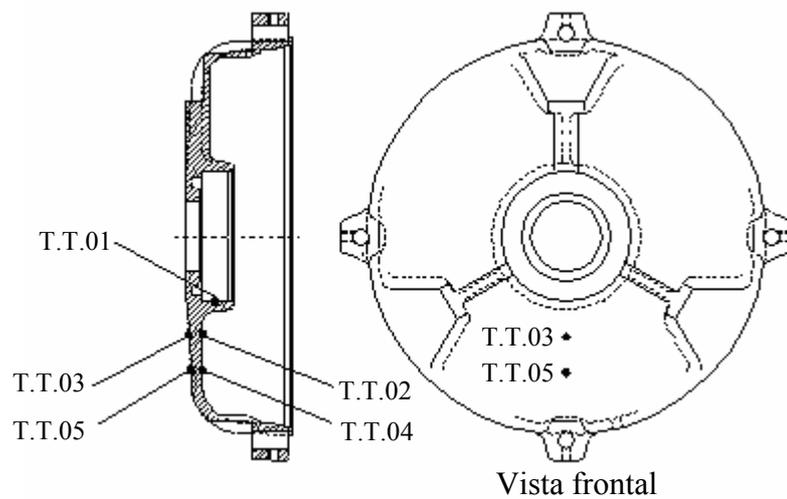


Figura 5.9 - Pontos de medição de temperatura na tampa traseira.

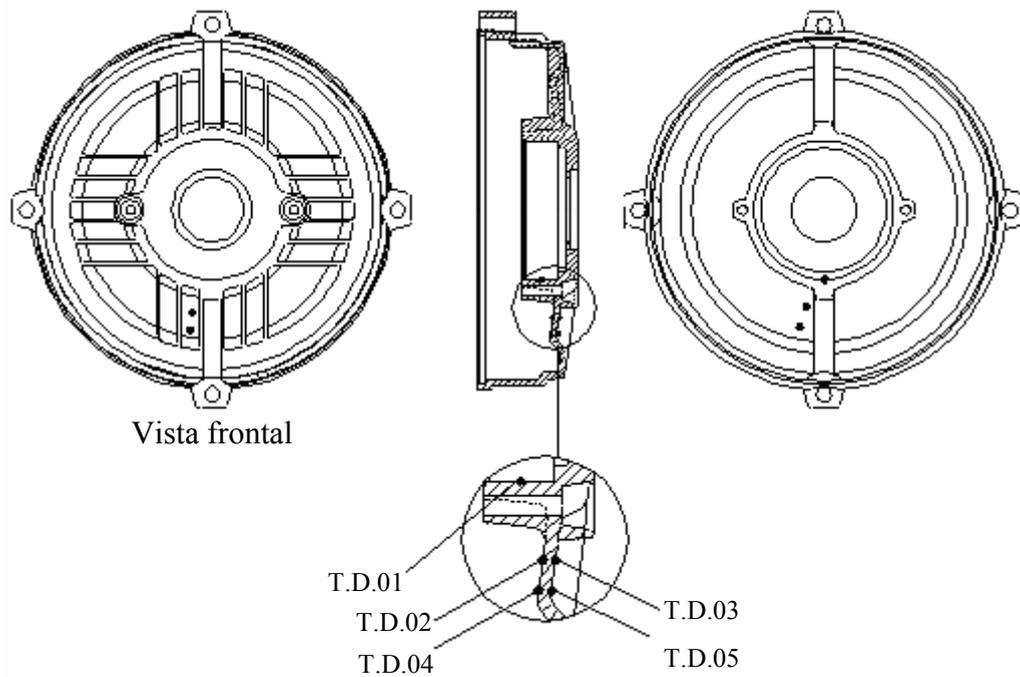


Figura 5.10 - Pontos de medição de temperatura na tampa dianteira.

Ponto de Medição da Temperatura Ambiente

A temperatura ambiente foi medida através de um termopar posicionado sobre a base do dinamômetro, conforme mostrado na Figura 5.11.

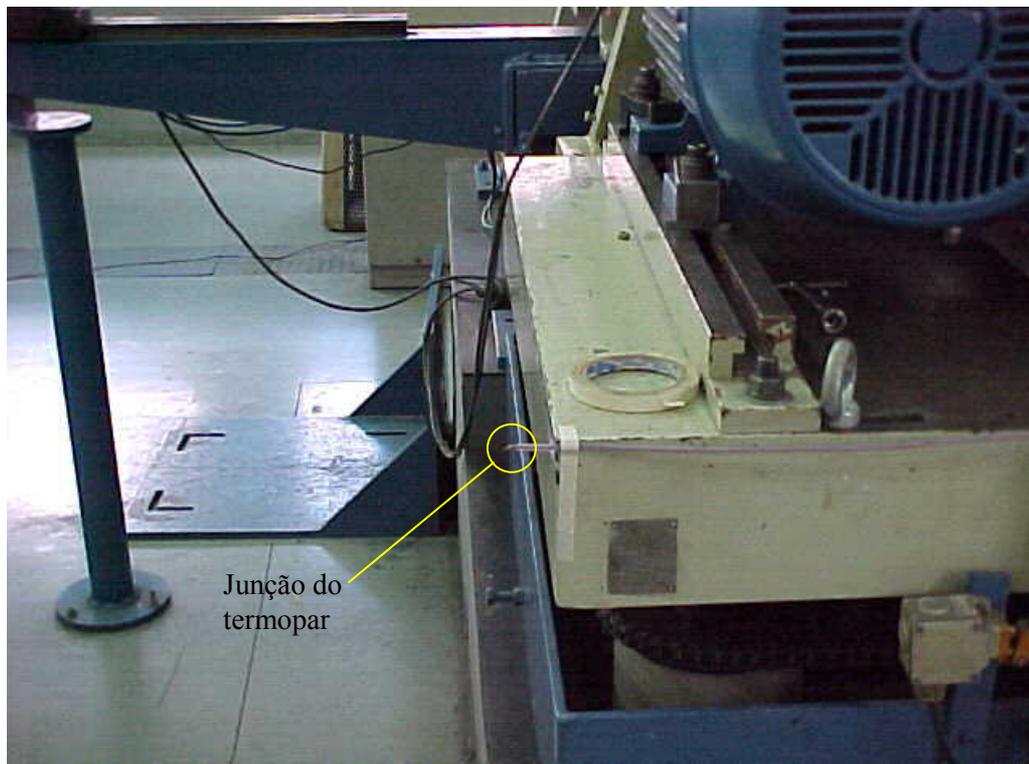


Figura 5.11 - Medição da temperatura ambiente.

5.6 - Resultados Experimentais de Elevação de Temperatura

Os resultados apresentados foram organizados segundo os componentes instrumentados do motor elétrico, sendo eles: carcaça, tampas dianteira e traseira, estator e bobina.

Durante a execução do ensaio, para cada bateria de medidas foi registrado apenas o tempo inicial (na parte superior da Tabela 5.2) e o tempo final do intervalo de medição (na parte inferior da Tabela 5.3). Os resultados das medições de temperatura do primeiro e segundo registrador multipenas estão apresentados nas Tabelas 5.2 e 5.3, respectivamente.

A seguir são apresentadas curvas de elevação de temperatura do motor ao longo do tempo. Estas curvas apresentam os resultados das medições levando em consideração o tempo real no qual uma dada medida foi tomada, que foi obtido tomando-se o tempo inicial registrado no início das medições acrescido de um intervalo de tempo correspondente ao atraso da medida em consideração. Esse intervalo de tempo foi obtido dividindo-se o intervalo de ensaio pelo número de medidas executadas.

Tabela 5.2 - Resultados das medições de temperatura do primeiro registrador multipenas.

TEMPO INICIAL		12:32	13:00	13:21	13:46	14:10	14:40	15:10	15:41	16:13	16:30	
CANAL 01 CH. SEL. 16 CANAIS	01	BIT-01	35,8	46,2	52,7	57,7	60,5	64,1	65,1	64,1	65,1	65,1
	02	BT-01	35,9	49,1	56,8	62,6	65,8	70,1	71,3	70,4	71,6	71,4
	03	BT-02	26,9	28,5	27,8	60,5	63,1	67,1	68,6	69,0	69,9	69,9
	04	BT-03	35,8	49,7	58,5	65,1	68,8	73,4	74,7	74,2	75,3	75,4
	05	CE-01	35,9	40,3	42,3	44,1	45,2	47,3	47,6	45,8	46,6	46,2
	06	CE-02	35,9	39,9	41,2	42,2	43,0	44,7	44,9	43,0	43,9	43,4
	07	CE-03	35,8	40,1	41,8	43,4	44,3	46,3	46,4	44,6	45,3	44,7
	08	CE-04	35,9	39,7	41,1	42,2	43,2	45,0	45,0	42,9	43,6	42,6
	09	TD-01	35,9	41,8	45,4	48,7	50,4	53,2	53,6	52,4	53,1	52,3
	10	TD-02	35,9	42,4	46,2	49,7	51,5	54,3	54,8	53,5	54,4	53,4
	11	TD-03	36,1	43,6	47,8	51,7	53,7	56,6	57,2	55,9	56,9	56,0
	12	TD-04	35,8	51,4	62,3	69,8	73,4	78,5	79,1	78,5	80,2	79,1
	13	TD-05	36,2	40,4	42,8	44,8	45,8	48,4	48,4	47,0	47,8	46,7
	14	TT-01	36,1	43,7	46,4	48,9	50,1	53,2	53,0	51,5	52,1	51,2
	15	TT-02	36,2	42,6	45,3	47,7	49,0	52,0	51,9	50,6	51,1	50,3
	16	TT-03	36,2	40,7	41,9	43,6	44,4	46,8	46,6	45,1	45,6	44,7
CANAL02	TT-04	30,2	44,0	50,9	55,0	57,4	60,6	61,0	61,3	61,9	61,1	
CANAL03	TT-05	34,8	38,3	38,4	39,8	40,3	42,0	41,9	40,7	41,0	40,0	
CANAL04	CE-05	30,3	46,1	60,9	69,9	74,3	79,3	81,0	82,0	83,2	82,7	
CANAL05	CE-06	30,5	41,3	49,2	54,6	56,9	60,2	61,2	61,7	62,2	61,9	
CANAL06	CE-07	30,0	44,6	56,2	63,9	67,3	71,5	72,8	73,5	74,4	73,8	
CANAL07	CE-08	30,1	41,3	49,1	54,8	57,3	60,8	61,8	62,1	62,7	62,2	
CANAL08	Tamb	31,3	32,5	32,1	32,0	32,5	33,4	33,6	33,2	33,3	32,8	

Tabela 5.3 - Resultados das medições de temperatura do segundo registrador multipenas.

CANAL01 CH. SEL. 24 CANAIS	01	BC-01	34,8	43,4	49,0	53,5	55,4	58,5	59,5	59,9	60,3	60,5
	02	BC-02	34,7	43,4	49,0	53,6	55,9	58,9	60,1	60,2	60,6	61,1
	03	BC-03	34,8	45,7	51,9	57,1	59,3	62,5	63,9	64,2	64,6	65,1
	04	BC-04	34,8	45,5	51,9	57,2	59,4	62,9	64,2	64,4	65,1	65,2
	05	BC-05	34,8	44,8	51,1	56,5	58,6	62,1	63,4	63,5	64,0	64,4
	06	BC-06	34,7	46,2	54,3	61,0	63,8	67,8	69,4	70,1	70,6	71,1
	07	BD-01	34,9	48,5	56,0	62,3	64,9	69,1	70,5	71,0	71,8	72,0
	08	BD-02	26,9	28,5	27,8	60,5	63,1	67,1	68,6	69,0	69,9	69,9
	09	BD-03	34,8	48,6	56,7	63,7	66,6	71,0	72,7	73,3	74,2	74,3
	10	BID-01	34,8	47,2	54,1	59,7	61,9	65,8	67,1	67,4	68,2	68,2
	11	STT-01	33,8	53,5	66,4	74,6	77,8	82,5	84,1	85,2	85,6	86,1
	12	STT-02	33,8	55,4	68,9	77,6	81,1	86,0	87,7	88,9	89,2	90,0
	13	STT-03	33,8	57,6	72,2	82,0	85,6	90,9	92,8	94,2	94,6	95,5
	14	STC-01	33,8	56,1	71,2	80,9	84,3	89,7	91,3	92,6	92,9	93,8
	15	STC-02	33,8	57,6	73,6	82,9	86,3	91,9	93,4	94,7	95,1	96,0
	16	STC-03	33,7	56,5	73,3	82,0	85,6	91,2	92,8	94,0	94,4	95,2
	17	STC-04	33,7	60,3	80,9	94,1	98,9	106,0	108,2	110,1	110,5	111,8
	18	STC-05	33,8	57,2	72,9	82,2	85,6	91,3	93,0	94,3	94,8	95,6
	19	STC-06	33,7	58,8	74,7	84,2	87,7	93,1	94,9	96,2	97,1	97,3
	20	STC-07	33,6	57,5	73,4	83,1	86,7	92,2	93,9	95,2	96,0	96,4
	21	STC-08	33,7	61,5	82,5	95,1	100,0	107,0	109,4	111,3	111,9	112,8
	22	STD-01	33,9	58,2	72,9	82,2	85,8	90,8	92,6	93,9	94,9	95,1
	23	STD-02	33,9	60,1	75,7	85,6	89,3	94,5	96,5	97,8	98,8	99,1
	24	STD-03	33,9	63,0	79,6	90,1	94,2	99,7	101,9	103,3	104,2	104,7
CANAL02	CI-01	29,8	49,7	63,9	71,9	75,4	79,8	81,8	83,1	83,8	84,2	
CANAL03	CI-02	29,8	50,7	66,0	74,9	78,8	83,5	85,5	86,7	87,8	87,8	
TEMPO FINAL			12:44	13:08	13:31	13:59	14:18	14:51	15:19	15:51	16:23	16:34

As Figuras 5.12 e 5.13 apresentam curvas de elevação de temperatura ao longo do tempo da carcaça. A primeira representa o plano próximo à saída do conjunto caixa defletora e a segunda o plano central do motor ensaiado.

A Figura 5.14 apresenta curvas de elevação de temperatura ao longo do tempo registrado pelos termopares inseridos nas chapas do estator nos planos de corte AA e CC de acordo com a Figura 5.7. As Figuras 5.15 e 5.16 apresentam curvas de elevação de temperatura ao longo do tempo para o plano central do estator. Nelas pode-se observar, que os termopares STC-04 e STC-08 registram temperaturas maiores que os demais devido à presença da caixa de ligação.

Os termopares inseridos no enrolamento de cobre são apresentados nas Figuras 5.17, 5.18 e 5.16. Novamente, os termopares inseridos próximos à caixa de ligação registraram valores mais elevados que os demais. E o caso dos termopares BT-03 na Figura 5.17, BC-05 na Figura 5.18 e BD-03 na Figura 5.19.

As curvas de elevação de temperatura medida em pontos na tampa traseira e dianteira são apresentadas nas Figuras 5.21 e 5.22, respectivamente.

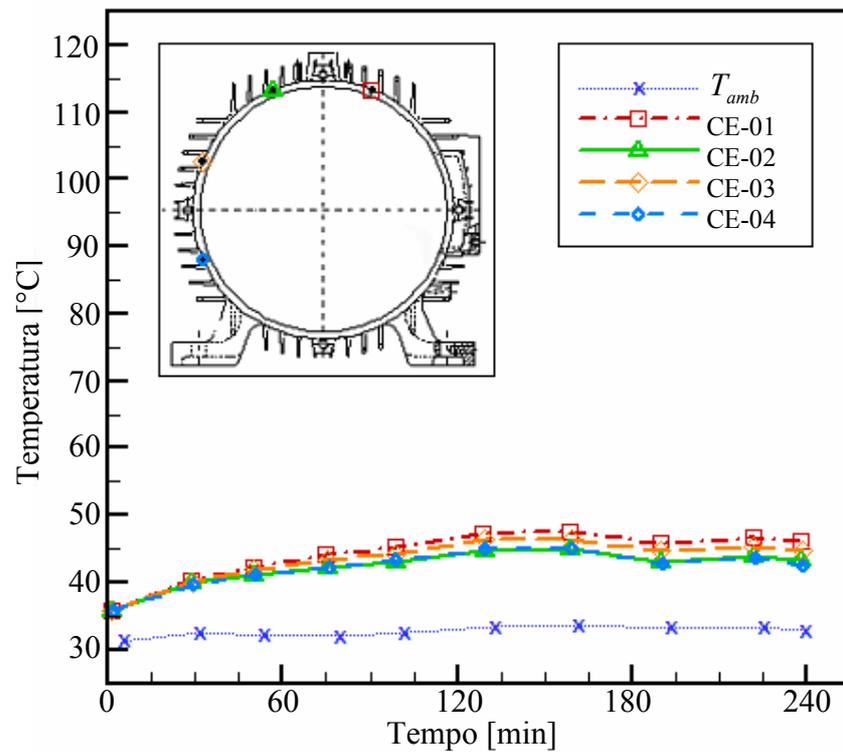


Figura 5.12 - Elevação de temperatura medida em pontos sobre a carcaça no plano próximo a defletora do motor.

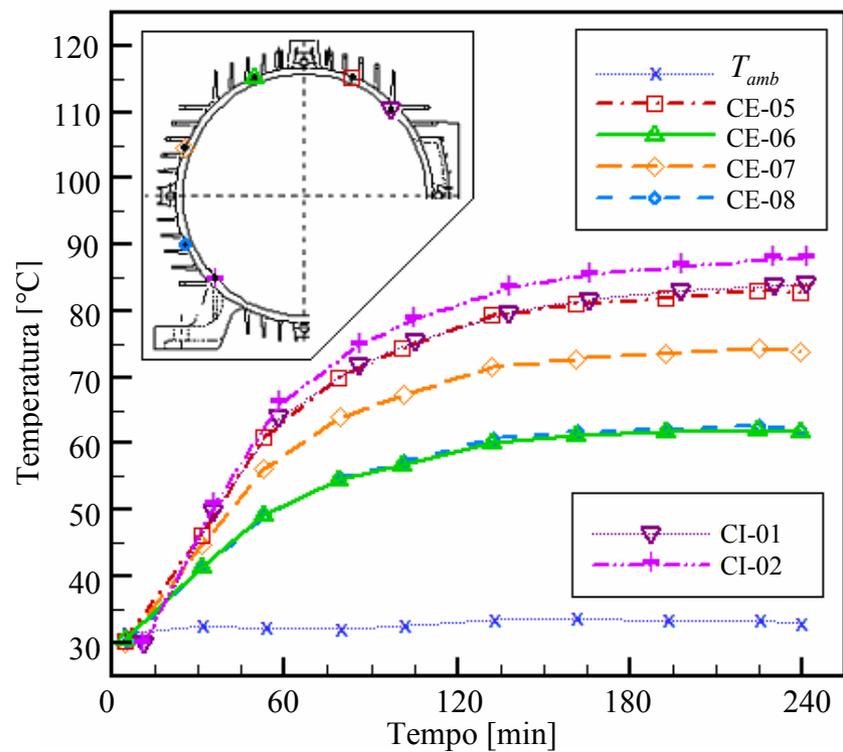


Figura 5.13 - Elevação de temperatura medida em pontos sobre a carcaça no plano central do motor.

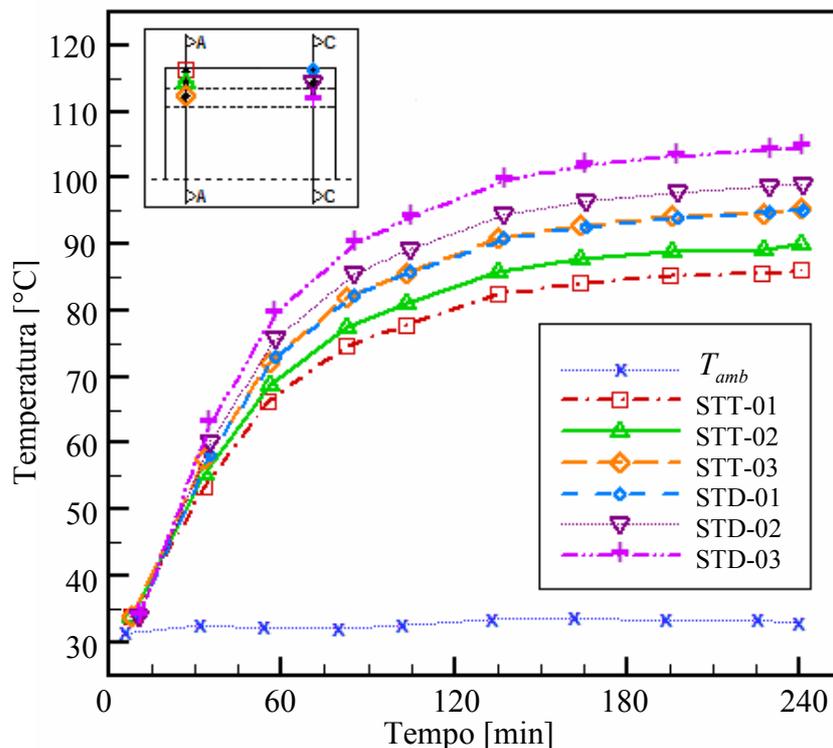


Figura 5.14 - Elevação de temperatura medida em pontos no estator do motor.

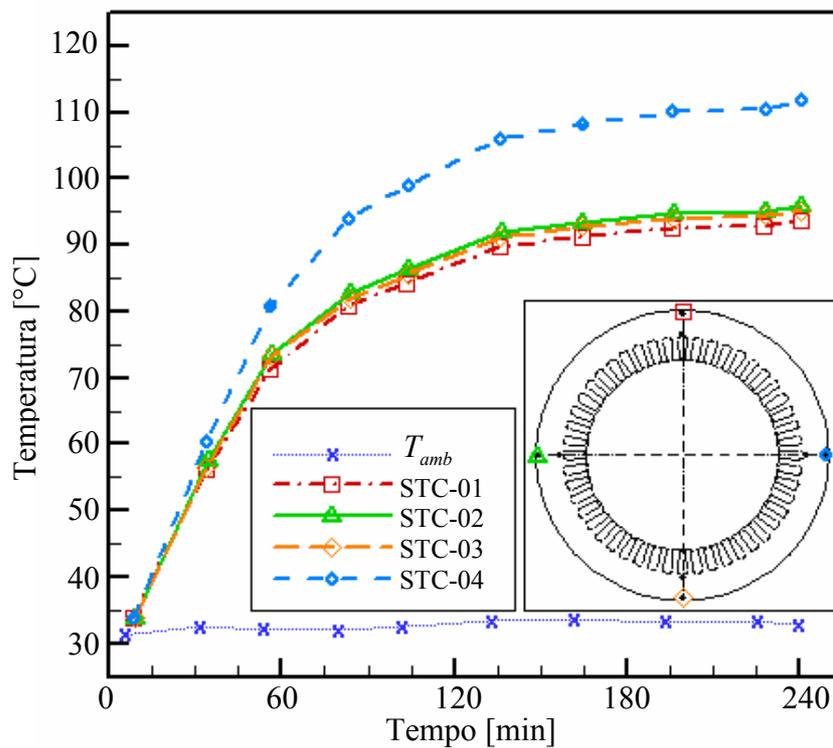


Figura 5.15 - Elevação de temperatura medida em pontos no estator (plano central) do motor.

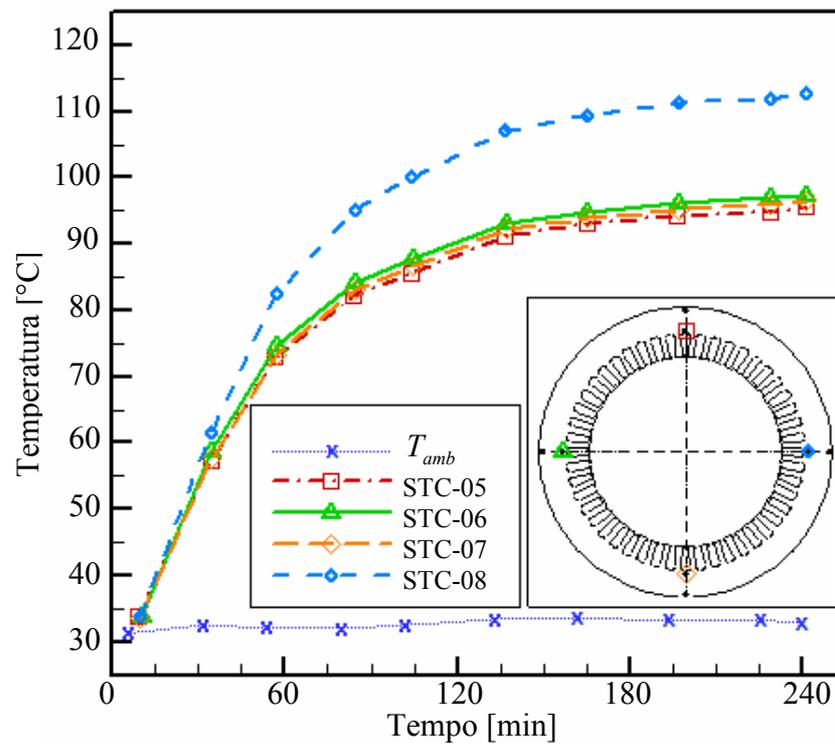


Figura 5.16 - Elevação de temperatura medida em pontos no estator (plano central) do motor.

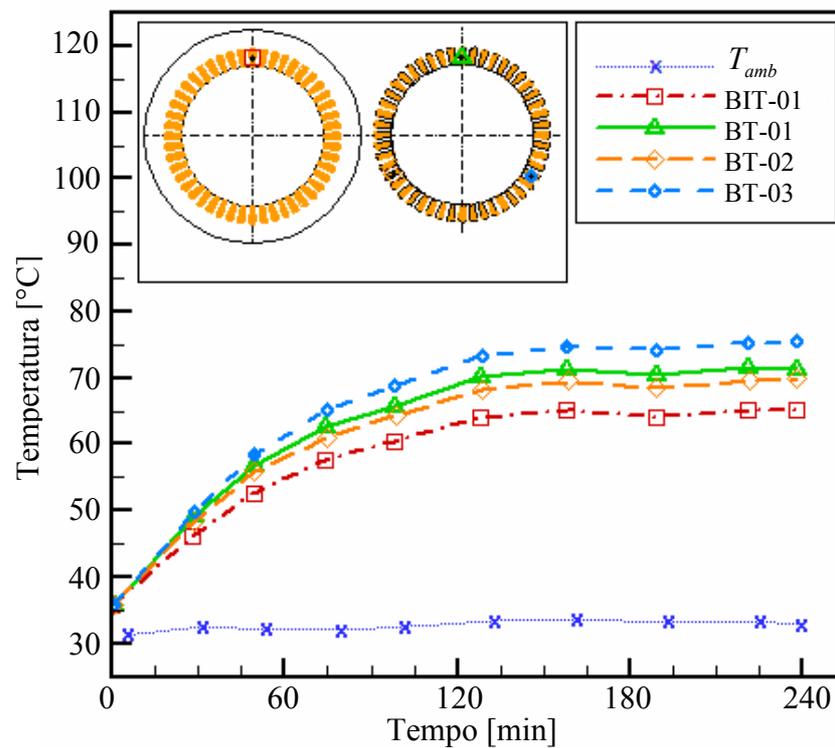


Figura 5.17 - Elevação de temperatura medida em pontos na bobina traseira do estator do motor.

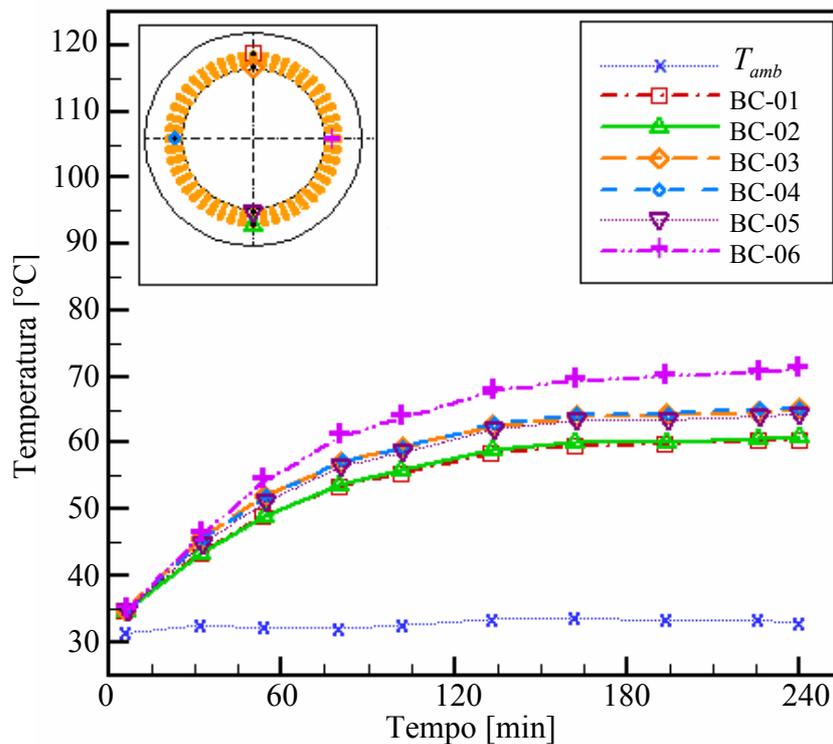


Figura 5.18 - Elevação de temperatura medida em pontos na bobina (plano central) do estator do motor.

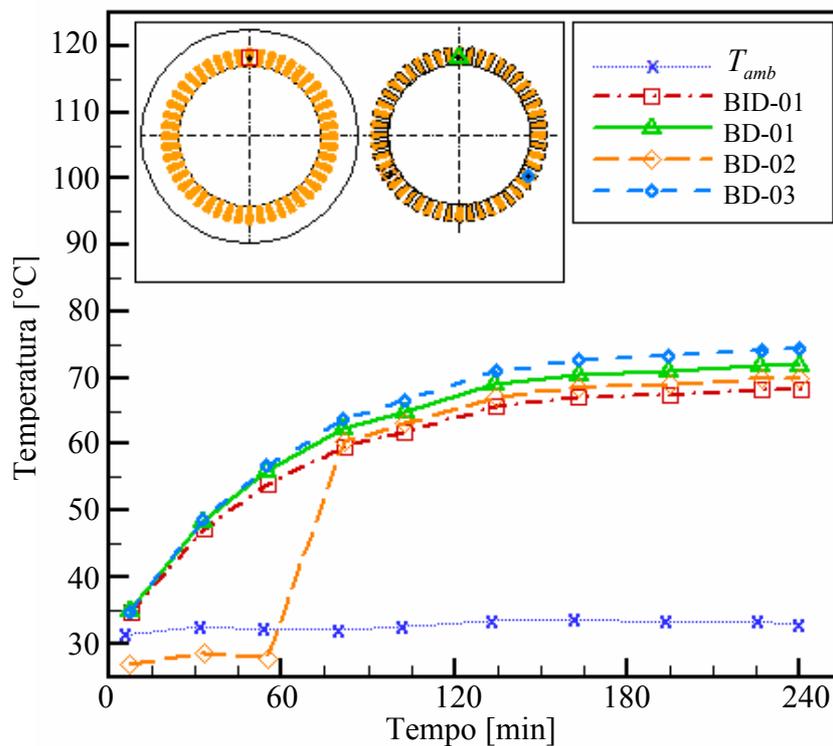


Figura 5.19 - Elevação de temperatura medida em pontos na bobina dianteira do estator do motor.

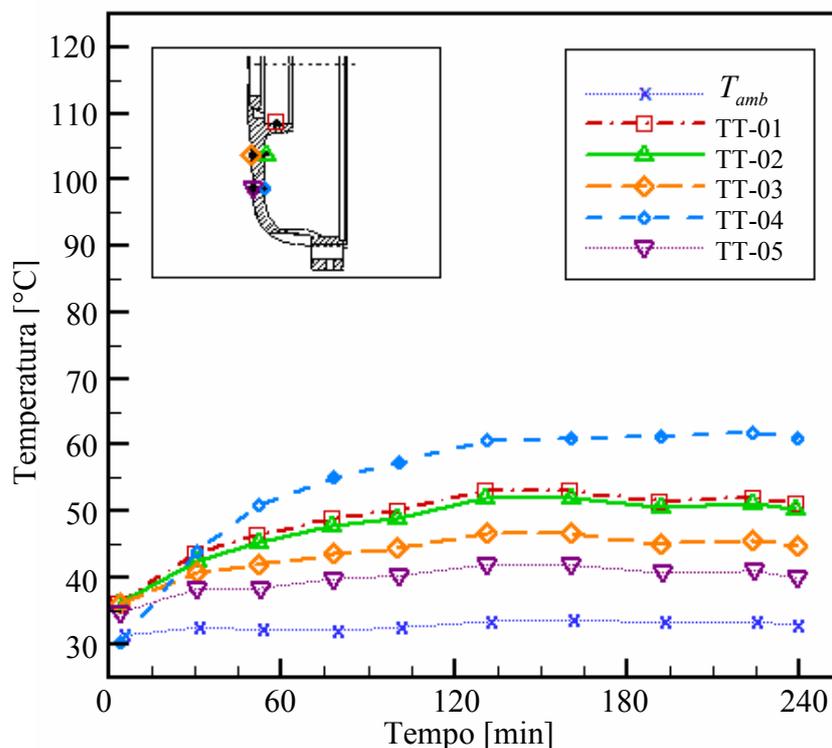


Figura 5.20 - Elevação de temperatura medida em pontos na tampa traseira do motor.

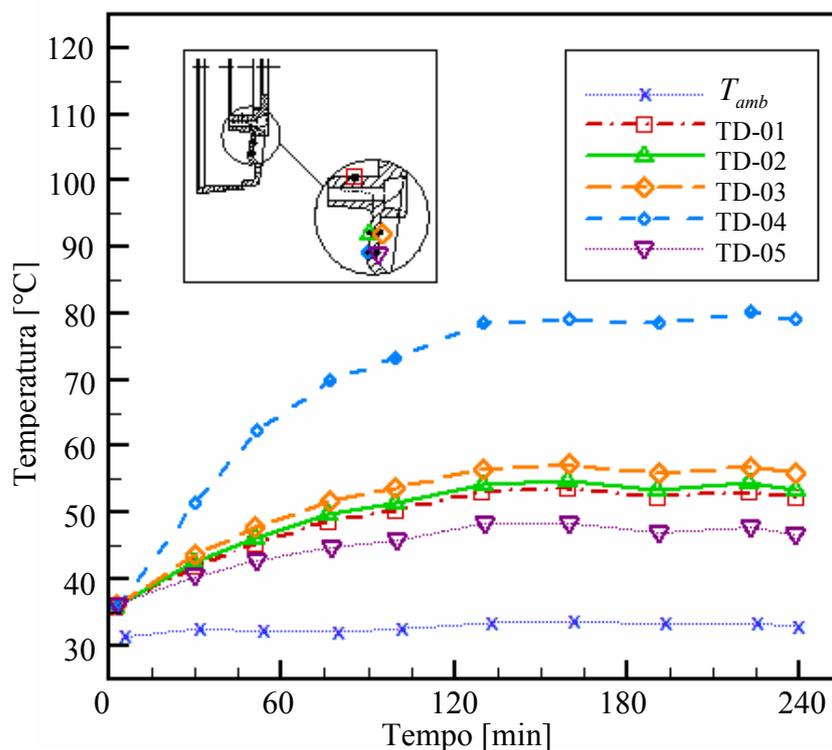


Figura 5.21 - Elevação de temperatura medida em pontos na tampa dianteira do motor.

É esperado que o ponto mais quente de um motor elétrico esteja localizado no enrolamento de cobre, ou seja, no ponto de geração do calor. De acordo com os dados obtidos experimentalmente, essa tendência não se apresentou. Analisando os dados das Figuras 5.17,

5.18 e 5.19, verifica-se que os níveis de temperatura no enrolamento de cobre estão abaixo dos registrados em pontos mais externos do motor, como os pontos localizados no estator (Figuras 5.14, 5.15 e 5.16). Uma possível razão para tal discrepância pode ser a maneira com que se isolou eletricamente a ponta dos termopares inseridos no interior da bobina.

Através dos enrolamentos passa uma corrente elétrica responsável por seu aquecimento. Se o termopar é introduzido sem o devido isolamento elétrico, a ponta deste termopar irá conduzir essa corrente até o registrador gráfico. A maneira com que esse isolamento foi realizado consistiu em banhar a ponta do termopar em uma pasta térmica e envolvê-lo com uma fita isolante. Provavelmente, pode ter sido esta a causa do decréscimo de temperatura registrada pelos termopares inseridos na bobina do motor ensaiado.

5.7 - Resultado do Ensaio de Elevação de Temperatura no Enrolamento de Cobre

Em virtude das incertezas dos dados obtidos experimentalmente através do ensaio de elevação de temperatura, em pontos no enrolamento de cobre do motor ensaiado utilizou-se o método de variação de resistência ôhmica, de acordo com a norma NBR-5383, conforme expressado a seguir.

É muito difícil medir a temperatura do enrolamento com termômetros ou termopares, pois a temperatura varia de um ponto a outro e nunca se sabe se o ponto de medição está próximo do ponto mais quente. A maneira mais precisa e mais confiável de se medir a temperatura do enrolamento é através da variação de sua resistência ôhmica com a temperatura, que faz uso de tal propriedade térmica dos condutores, segundo uma lei conhecida.

A elevação de temperatura do enrolamento pelo método da resistência, é calculada por meio da seguinte fórmula, para condutores de cobre:

$$\Delta T = T_2 - T_{amb} = \left[\frac{R_2 - R_1}{R_1} \cdot (235 + T_1) \right] + (T_1 - T_{amb}) \quad (5.1)$$

onde ΔT representa a elevação de temperatura, T_1 é a temperatura média do enrolamento antes do ensaio, praticamente igual a ambiente, T_2 é a temperatura média do enrolamento no final do ensaio, T_{amb} é a temperatura ambiente, R_1 é a resistência ôhmica do enrolamento antes do ensaio e R_2 a resistência ôhmica no final do ensaio.

A Tabela 5.4 apresenta os resultados obtidos do ensaio de elevação de temperatura do enrolamento de cobre, pelo método de variação de resistência ôhmica.

Tabela 5.4 - Resultados do ensaio de elevação de temperatura da bobina.

Método da Variação da Resistência Ôhmica					
T_{amb} [°C]	T_1 [°C]	R_1 [Ω]	R_2 [Ω]	ΔT [°C]	T_2 [°C]
32,8	32,8	0,13857	0,17950	79,1	111,9

O valor de 111,9 °C obtido para a temperatura média do enrolamento de cobre é consideravelmente superior aos valores apresentados nas Figuras 5.17 a 5.19, confirmando os comentários emitidos ao final da secção 5.6. Adicionalmente, este valor de 111,9 °C é aproximadamente igual aos valores máximos de temperatura do estator lidos pelos termopares STC-04 (111,8 °C) e STC-08 (112,8 °C) conforme indicado na Tabela 5.3 e Figuras 5.15 e 5.16, respectivamente.

5.8 - Resultados do Ensaio de Tipo

Simultaneamente ao ensaio de elevação de temperatura, realizaram-se ensaios objetivando o levantamento das perdas internas decorrentes da operação do motor. O ensaio de tipo é realizado de acordo com a norma NBR-5383, que define os procedimentos a serem seguidos para a execução deste ensaio. A Tabela 5.5 apresenta os resultados das perdas obtidos pelo ensaio de tipo.

Tabela 5.5 - Resultados do ensaio de tipo.

ENSAIOS DE MOTORES DE INDUÇÃO TRIFÁSICOS					
50,00 cv	4 pólos	Modelo: 200L	Prot.: IP55	Isol.: F	Cat.: N
60 Hz	1770 rpm	FS: 1,15	61,50 A	440 V	Reg.: S1
			Ensaio	Dados Placa	
		$U [V]$	440		
	V	$I [A]$	25,14		
	A	$P_o [W]$	1590,22		
	Z	$p_{mec} [W]$	399,85		
	I	$p_{fe} [W]$	1016,32		
	O	$\cos \phi$	0,083		
		$p_{jo} [W]$	174,28		
		$R_{fria} [32,8^{\circ}C]$	0,13857		
	P	$I_a [A]$	62,79	61,5	
	O	$P_a [W]$	40148,96		
	T	$\cos \phi$	0,839	0,860	
		$N [\%]$	92,2	91,7	
	N	$p_{j1} [W]$	1087,26		
	O	$p_{j2} [W]$	612,53		
	M	$p_s [W]$	432,85		
	I	$p_{tot} [W]$	3148,96		
	N	RPM	1770	1770	
	A	$S [\%]$	1,61	1,67	
	L	$Dt [^{\circ}C]$	79,1		

Validação do Modelo

6.1 - Introdução

O modelo térmico híbrido desenvolvido foi validado através da comparação com resultados experimentais do ensaio de elevação de temperatura apresentado no capítulo anterior. A comparação dos resultados previstos pelo modelo com os resultados experimentais foi realizada apenas nas partes fixas do motor, ou seja, foram obtidos resultados experimentais apenas para pontos localizados na carcaça, no estator, no enrolamento de cobre e nas tampas traseira e dianteira. Devido à dificuldade de obtenção de resultados experimentais, temperaturas das partes que possuem movimentos relativos (rotor e eixo) não foram validadas por resultados experimentais.

Os dados experimentais dos pontos localizados no enrolamento de cobre medidos por termopares, não apresentaram a coerência que se esperava. Portanto, optou-se em descartá-los e utilizar como valor experimental a temperatura média do enrolamento no final do ensaio de elevação de temperatura obtida pelo método de variação de resistência ôhmica, conforme descrito na secção 5.7.

No Capítulo 2 foram apresentados resultados preliminares do modelo térmico híbrido, e segundo as discussões realizadas naquele momento, foi decidido buscar uma nova correlação para a transferência de calor na superfície externa do motor. Portanto, as temperaturas computacionais utilizam como correlação para a transferência de calor na carcaça os resultados obtidos da simulação realizada no Capítulo 4.

6.2 - Comparação dos Resultados

A comparação entre os resultados experimentais e computacionais para as principais temperaturas do motor está apresentada na Tabela 6.1. Os resultados computacionais foram obtidos com o modelo térmico híbrido utilizando como correlação para a transferência de calor na superfície externa do motor os coeficientes médios de transferência de calor encontrados nos diferentes casos da configuração convencional, analisados no Capítulo 4.

Tabela 6.1 - Comparação entre resultados experimentais e computacionais.

Temperatura ambiente, T_{amb} [°C]		32,8
Temperatura superficial da carcaça, T_{25} [°C]	Experimental	78,6
	Computacional	77,3
	Erro absoluto	1,3
Temperatura no interior da carcaça, T_{24} [°C]	Experimental	80,7
	Computacional	79,3
	Erro absoluto	1,4
Temperatura no diâmetro externo do estator, T_{23} [°C]	Experimental	90,6
	Computacional	89,0
	Erro absoluto	1,6
Temperatura no centro da coroa do estator, T_{22} [°C]	Experimental	94,5
	Computacional	92,8
	Erro absoluto	1,7
Temperatura na cabeça da bobina dianteira, T_{21} [°C]	Experimental	111,9
	Computacional	110,8
	Erro absoluto	1,1
Temperatura na cabeça da bobina traseira, T_{20} [°C]	Experimental	111,9
	Computacional	109,6
	Erro absoluto	2,3
Temperatura no centro dos dentes do estator, T_{19} [°C]	Experimental	100,1
	Computacional	98,7
	Erro absoluto	1,4
Temperatura no diâmetro interno da coroa do estator, T_{18} [°C]	Experimental	100,5
	Computacional	96,2
	Erro absoluto	4,3
Temperatura no centro do enrolamento de cobre, T_{17} [°C]	Experimental	111,9
	Computacional	113,1
	Erro absoluto	-1,2
Temperatura interna da tampa dianteira, T_{15} [°C]	Experimental	79,1
	Computacional	90,5
	Erro absoluto	-11,4
Temperatura interna da tampa traseira, T_{11} [°C]	Experimental	61,1
	Computacional	59,2
	Erro absoluto	1,9

O valor experimental para a temperatura superficial da carcaça, T_{25} , deveria ser obtido por uma média aritmética das indicações dos termopares referenciados como CE-01, CE-02, CE-03, CE-04, CE-05, CE-06, CE-07 e CE-08 apresentadas no capítulo anterior. No entanto, conforme observado nas Figuras 5.12 e 5.13 ou nas Tabelas 5.2 e 5.3, estas temperaturas apresentam uma grande dispersão entre si, indicando variações de até 20 °C. Tais variações ocorrem tanto na direção axial como circunferencial. Desta forma, para que fosse possível estabelecer uma temperatura média equivalente para a carcaça, seria necessário um número

bem maior de medições do que os oito valores disponíveis. Comentário similar também se aplica para as medições de temperatura no interior da carcaça, T_{24} , medida apenas em duas posições (termopares CI-01 e CI-02). Assim as temperaturas experimentais T_{25} e T_{24} indicadas na Tabela 6.1 foram obtidas indiretamente a partir do fluxo de calor experimental calculado pelas temperaturas T_{22} e T_{23} utilizando a resistência térmica correspondente.

A temperatura no diâmetro externo do estator, T_{23} , é assumida como sendo a média aritmética das indicações dos termopares STT-01 e STD-01. A temperatura no centro da coroa do estator, T_{22} , é obtida através da média aritmética das leituras dos termopares STT-02 e STD-02. As temperaturas nas cabeças de bobina e no centro do enrolamento de cobre, T_{21} , T_{20} e T_{17} , respectivamente, são assumidas como sendo a temperatura média do enrolamento no final do ensaio de elevação de temperatura, pelo método de variação de resistência ôhmica (Tabela 5.4). A temperatura no centro dos dentes do estator, T_{19} , representa a média aritmética dos registros obtidos pelos termopares STT-03 e STD-03. A temperatura no diâmetro interno da coroa do estator, T_{18} , é assumida como sendo a média aritmética das leituras dos termopares STC-05, STC-06, STC-07 e STC-08. A temperatura interna da tampa dianteira, T_{15} , consiste na leitura do termopar TD-04 e a temperatura interna da tampa traseira, T_{11} , o termopar TT-04.

De uma maneira geral a concordância entre os valores experimentais e numéricos apresentados na Tabela 6.1 é boa e se situa em torno de 2°C. Exceção é feita para a temperatura interna da tampa dianteira, cuja provável causa para o valor obtido computacionalmente pode ter sido a grande imprecisão associada à correlação utilizada para descrever o processo de convecção natural que acontece na superfície externa da tampa dianteira.

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.

Conclusões e Sugestões

7.1 - Conclusões

É inegável a importância do desenvolvimento de modelos matemáticos que representem com fidelidade fenômenos físicos envolvidos em um sistema, não só por apresentar soluções imediatas para um determinado problema, mas principalmente para que se tenha um correto entendimento do que se está resolvendo na prática. Adicionalmente, modelos matemáticos são extremamente úteis durante a fase de projeto.

Este trabalho 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.

A utilização de guias no interior do conjunto caixa defletora mostrou-se uma alternativa viável para abaixar as temperaturas do motor, porém existe a necessidade de um estudo mais aprofundado, estimando precisamente a correta vazão de ar no sistema.

Os resultados computacionais previstos pelo modelo térmico híbrido foram comparados com resultados experimentais mostrando concordância, validando assim este modelo proposto.

7.2 - Recomendações

No modelo proposto observou-se a importância da correta predição de dois parâmetros principais: (a) a localização e quantificação das perdas internas da máquina elétrica; e (b) as correlações que determinam a transferência de calor das superfícies externas do motor para o ambiente. As perdas internas, obtidas através de cálculos e softwares eletromagnéticos simultaneamente com ensaios elétricos específicos, estão estimadas com precisão. Já, as correlações específicas para a transferência de calor da máquina, obtidas na literatura, necessitam aperfeiçoamento. Mesmo a determinação do coeficiente de transferência de calor da superfície externa do motor, avaliada através da experimentação numérica, restringiu-se apenas a geometria do motor ensaiado submetido a uma única temperatura ambiente.

Recomenda-se a realização de trabalhos, tanto de natureza experimental como computacional, objetivando a determinação de correlações mais precisas, abrangendo diferentes condições de operação e geometrias dos motores.

Para a utilização das guias no interior do conjunto caixa defletora, recomenda-se a realização de estudos experimentais, avaliando corretamente a perda de carga que estas introduzem ao sistema e testando diferentes configurações como, por exemplo, variar o número de guias, sua espessura e seu comprimento.

Referências Bibliográficas

ARMOR, A. F.; CHARI, M. V. K. Heat-flow in stator core of large turbine-generators, by method of 3-dimensional finite-elements. Analysis by scalar potential formulation. **IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems**, v. 95, n. 5, p. 1648-1656, 1976.

ARMOR, A. F. Transient, 3-dimensional, finite-elements. Analysis of heat-flow in turbine-generator rotors. **IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems**, v. 99, n. 3, p. 934-946, 1980.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Máquinas elétricas girantes - Motores de indução - Especificação: NBR-7094**. Rio de Janeiro, 1996. 73 p.

BEJAN, Adrian. **Convection heat transfer**. 2. ed. New York: J. Wiley, 1995. 623 p.

BOUAFIA, M. et al. Experimental and numerical study of heat transfer in an annular gap without axial flow with a rotating inner cylinder. **Int. J. Therm. Sci.**, Paris, v. 38, p. 547-559, mar. 1998.

BOUSBAINÉ, A. Thermal modeling of induction motors based on accurate loss density distribution. **Electric Machines and Power Systems**, v. 27, n. 3, p. 311-324, mar. 1999.

CARVALHO, M. G., FARIAS, T.; FONTES, P. Predicting radiative heat transfer in absorbing, emitting, and scattering media using the discrete transfer method. In: FIVELAND, W.A. et al. **Fundamentals of Radiation Heat Transfer**. ASME HTD, v. 160, p. 17-26, 1991.

CHUNG, K. C.; SHEFFIELD, J. W.; SAUER, JR. H. J. Thermal constriction resistance of phase-mixed metallic coatings. **Journal of Heat Transfer**, v. 114, p. 811-818, nov. 1992.

CHURCHILL, S. W.; CHU, H. H. S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. **Int. J. Heat Mass Transfer**, Great Britain, v.18, p. 1323-1329, 1975.

COBB, E. C.; SAUNDERS, O.A. Heat transfer from a rotating disc. **Proc. Roy. Soc. London**, ser. A, n. 236, p. 343-351, 1959.

CORMAN, J. C., et al. Heat pipe cooled induction-motor. **IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems**, v. 93, n. 4, p. 1069-1075, 1974.

COSTA, P. F.; BOREL, J. E. V. Comportamento térmico dos motores elétricos de indução trifásicos. **Eletricidade Moderna**, p. 142-156, 1999.

FLETCHER, L. S. Recent developments in contact conductance heat transfer. **Journal of Heat Transfer**, v. 110, p. 1059-1070, nov. 1988.

FLUENT INCORPORATE INC. **Fluent release 6.0.12**. Centerra Resource Park, 10, Cavendish Court, Lebanon, New Hampshire, USA, 1998.

GLISES, R.; MIRAOUI, A.; KAUFFMANN, J. M. Thermal modeling for an induction-motor. **Journal de Physique III**, v. 3, n. 9, p. 1849-1859, set. 1993.

HAMDY, Essam S. **Design of small electrical machines**. Chichester: J. Wiley, 1994. 260 p.

HAY, N., et al. Convection heat transfer correlations relevant to cooling situations in electric motors, **ASME Paper 93-WA/HT-18**, 1993.

HINZE, J. O. **Turbulence**. New York: McGraw Hill, 1975. 790 p.

HOLMAN, Jack P. **Experimental methods for engineers**. 6 ed. New York: McGraw Hill, 1994. 616 p.

HOLMAN, Jack P. **Transferência de calor**. Rio de Janeiro: McGraw Hill do Brasil, 1983. 639p.

INCROPERA, Frank P.; DE WITT, David P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 3 ed. Rio de Janeiro: LTC, 1992. 455 p.

JEON, C. S.; YOON, M. K.; KAUH, S. K. Heat transfer enhancement in the unfinned frame of an externally cooled induction motor. **Heat Transfer Engineering**, v. 21, p. 25-34, 2000.

LAUNDER, Brian E.; SPALDING, Dudley B. **Lectures in mathematical models for turbulence**. London: Academic Press, 1972. 169 p.

LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. The numerical computation of turbulent flows. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, v. 3, p. 269-289, 1974.

LEE, Y. S. et al. Temperature analysis of induction motor with distributed heat sources by finite element method. **IEEE Transactions on Magnetics**, v. 33, n. 2, p. 1718-1721, mar. 1997.

MALISKA, Clovis R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional: Fundamentos e coordenadas generalizadas**. Rio de Janeiro: LTC, 1995. 424 p.

MELLOR, P. H.; ROBERTS, D.; TURNER, D. R. Lumped parameter thermal-model for electrical machines of TEFC design. **IEE Proceedings-B Electric Power Applications**, v. 138, n. 5, p. 205-218, 1991.

MUKHOPADHYAY, S. C.; PAL S. K. Temperature analysis of induction motors using a hybrid thermal model with distributed heat sources. **Journal of Applied Physics**, v. 83, n. 11, p. 6368-6370, jun. 1998.

OHSONE, Y., et al. Optical measurement of thermal contact conductance between wafer-like thin solid samples. **Transactions of the ASME**, v. 121, p. 954-963, nov. 1999.

PATANKAR, Suhas V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. New York: McGraw Hill, 1980. 197 p.

PICKERING, S. J., et al. Heat transfer in a through-ventilated induction motor. **IEE Proceedings Electric Power Applications**, v. 145, n. 5, p. 429-433, sep. 1998.

PINTO, J. A. D. et al. Influence of the neutral in the thermal performance of a three-phase induction motor under unbalanced power supply using the finite element approach. **COMPEL - The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering**, v. 17, n. 1-3, p. 378-381, 1998.

REICHERT, K. The calculation of the temperature distribution in electrical machines with the aid of the finite difference method. **EGZ-A Bd. 90**, H6, p. 137, 1969.

ROMO, J. L.; ADRIAN, M. B. Prediction of internal temperature in three-phase induction motors with electronic speed control. **Electric Power Systems Research**, v. 45, n. 2, p. 91-99, may. 1998.

SARKAR, D.; MUKHERJEE, P. K.; SEN, S. K. Use of 3-dimensional finite-elements for computation of temperature distribution in the stator of an induction-motor. **IEE Proceedings-B Electric Power Applications**, v. 138, n. 2, p. 75-86, mar. 1991.

- SARKAR, D.; MUKHERJEE, P. K.; SEN, S. K. Approximate analysis of steady-state heat-conduction in an induction-motor. **IEEE Transactions on Energy Conversion**, v. 8, n. 1, p. 78-84, mar. 1993.
- SARKAR, D. Use of two finite elements for approximate analysis of temperature distribution in an induction motor. **Electric Machines and Power Systems**, v. 25, n. 1, p. 57-71, jan. 1997.
- SENGUPTA, D. P.; SREENIVASAN, V. K. **IEEE PES Winter Meeting**, 1977.
- TAKAHASHI, K., et al. Thermal contact conductance between metal surfaces for induction motor cooling. **Proc. 4th World Conf. on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics**, v. 1, p. 349-355, 1997.
- TEERTSTRA, P., et al. Analytical forced convection modeling of plate fin heat sinks. **Fifteenth IEEE SEMI-THERM Symposium**, p. 34-41, 1999.
- TOTH, K. Examination of heat transfer conditions of finned motor case for shell-heated motors. **Periodica Polytechnica: Electrical Engineering**, v.24 n. 3-4, p. 169-178, 1980
- VOIGDLENER, T.; PRATA, A. T.; PASSOS, A. S. B. Modelo térmico híbrido com fontes de calor distribuídas em um motor de indução. **Anais do XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica**, Uberlândia, 2001.
- WHITAKER, S. Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and flow in packed beds and tube bundles. **AIChE J.**, v. 18, p. 361-371, 1972.
- WILLIAMSON, M.; MAJUMDAR, A. Effect of surface deformations on contact conductance. **Transactions of the ASME**, v. 114, p. 802-810, 1992.
- YAKHOT, V.; ORSZAG, S. A. Renormalization group analysis of turbulence: I. Basic theory. **Journal of Scientific Computing**, v.1, n. 1, p. 1-51, 1986.
- YOON, M. K. et al. Numerical and experimental analysis of temperature distribution in TEFC induction motor (in Korean). **Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B**, v.21, n.3, p.457-472, 1997.

Circuito Térmico Equivalente

Este apêndice apresenta a representação gráfica do modelo térmico híbrido, na forma de um circuito térmico equivalente. A representação mediante circuitos proporciona um instrumento útil para conceitualizar e quantificar a transferência de calor no motor elétrico.

O circuito térmico equivalente representa um quadrante do motor, e neste quadrante o circuito detalha vinte e dois pontos nodais internos e sete pontos nodais externos com temperatura ambiente. Os mecanismos de transferência de calor envolvidos estão representados por resistências térmicas nas direções radial e axial, conectando pontos nodais tanto em série quanto em paralelo. Os pontos nodais onde existe geração de calor (perdas internas) estão identificados e referenciados adequadamente.

A Figura A.1 apresenta a simbologia usada no circuito mostrado na Figura A.2 da próxima página.

Simbologia:

<i>T</i> – temperatura	<i>R</i> – resistência	<i>P</i> – perda
<i>e</i> – eixo	<i>ca</i> – carcaça	<i>fe</i> – ferro
<i>r</i> – rotor	<i>tp</i> – tampa	<i>j1</i> – joule estator
<i>es</i> – estator	<i>entfe</i> – entreferro	<i>j2</i> – joule rotor
<i>an</i> – anel de curto	<i>conv</i> – convecção	<i>s1</i> – suplementar estator
<i>Al</i> – alumínio	<i>rad</i> – radiação	<i>s2</i> – suplementar rotor
<i>Cu</i> – cobre	<i>r</i> – radial	<i>CO1</i> – coroa estator
<i>Iso</i> – isolante	<i>a</i> – axial	<i>DE1</i> – dente estator
<i>c</i> – contato	<i>int</i> – interno	<i>CO2</i> – coroa rotor
<i>cab</i> – cabeça da bobina	<i>ext</i> – externo	<i>DE2</i> – dente rotor

Figura A.1 - Simbologia usada no circuito térmico equivalente resultante.

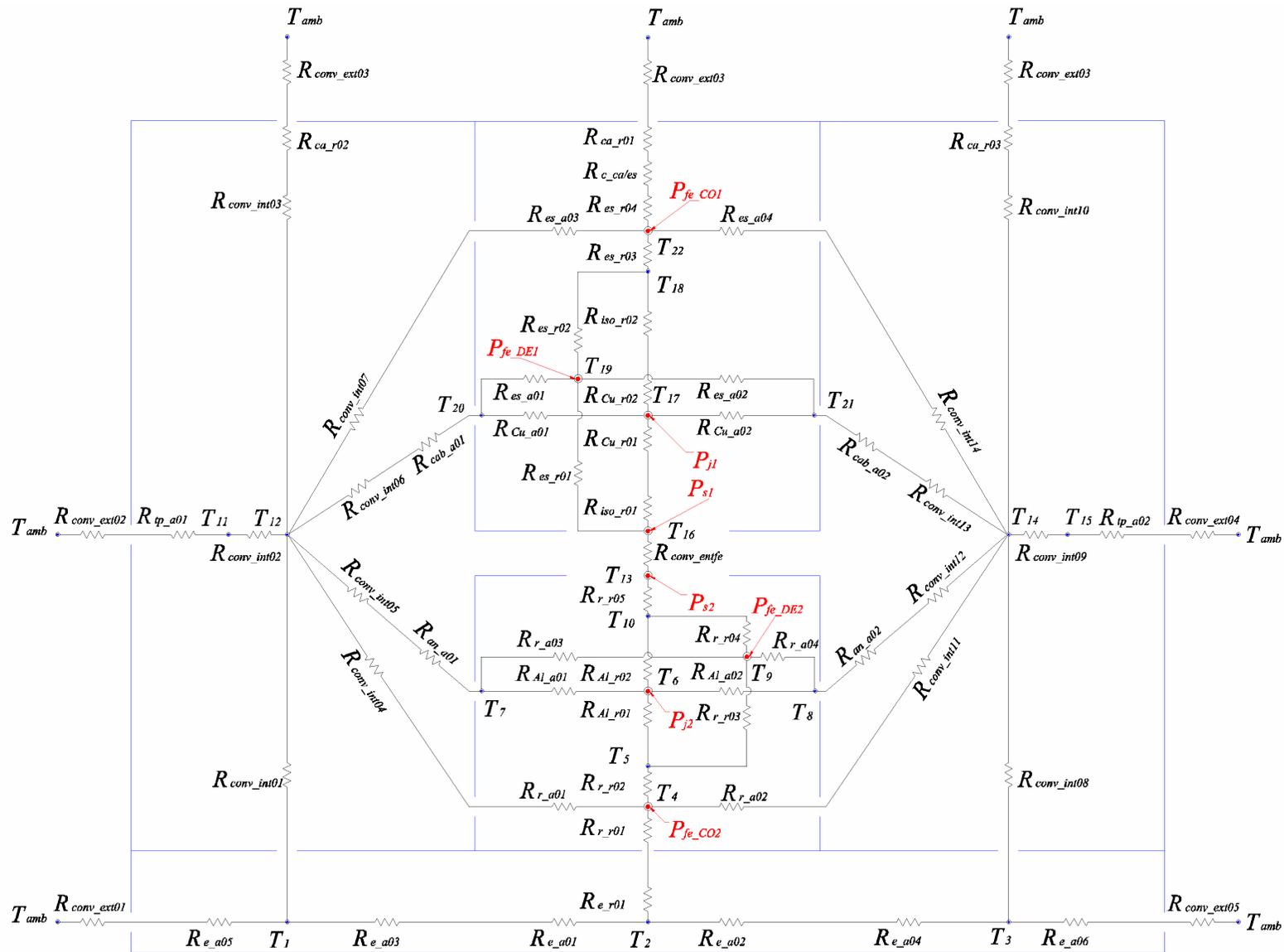


Figura A.2 - Circuito térmico equivalente.

Resistência Térmica de Condução Através do Eixo do Motor

A transferência de calor através do eixo do motor elétrico é uma aplicação típica de condução de calor axisimétrica em coordenadas cilíndricas. A impossibilidade da utilização da Equação (2.3), pelo simples fato do eixo possuir raio interno igual a zero, justifica a obtenção de uma solução alternativa para a resistência de condução do eixo, baseada na obtenção da distribuição de temperatura do mesmo.

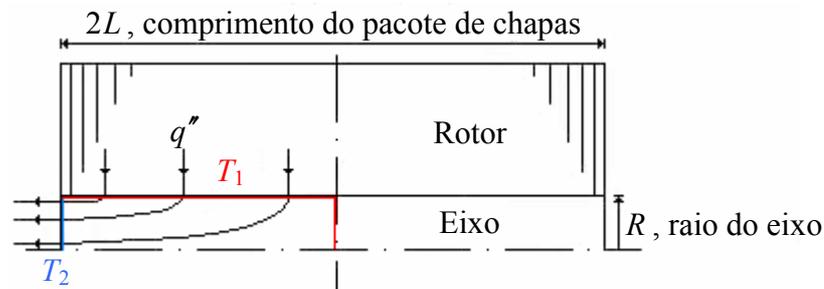


Figura B.1 - Transferência de calor do rotor para o eixo.

O problema da condução em coordenadas cilíndricas é ilustrado pelo seguinte exemplo representativo. Seja um cilindro de comprimento L e raio R , com temperatura superficial T_1 . A temperatura na extremidade do eixo ($z = L$) é uma função conhecida da coordenada radial e é denotada por $f(r)$. O sistema de coordenadas (r, θ, z) é posicionado no centro do cilindro como mostrado na Figura B.2. Devido à simetria do problema apenas metade do comprimento total do pacote de chapas, é considerado.

Notando que a distribuição da temperatura do problema descrito anteriormente não depende da coordenada angular, θ , e introduzindo a variável $\Theta = T - T_1$, para transformar as condições de contorno em condições de contorno homogêneas, o problema pode ser posto da seguinte forma:

$$\frac{\partial^2 \Theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \Theta}{\partial r} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial z^2} = 0 \quad (\text{B.1})$$

$$r = 0 : \quad \frac{\partial \Theta}{\partial r} = 0 \quad (\text{B.2})$$

$$r = R : \quad \Theta = 0 \quad (\text{B.3})$$

$$z = 0 : \quad \Theta = 0 \quad (\text{B.4})$$

$$z = L : \quad \Theta = f(r) - T_1 = \phi(r) \quad (\text{B.5})$$

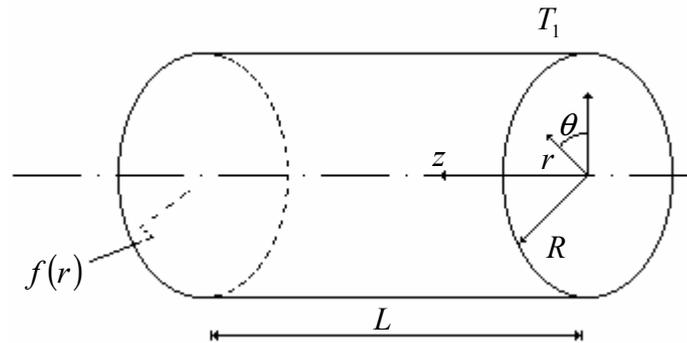


Figura B.2 - Representação do eixo em coordenadas cilíndricas.

A Equação (B.1) é um caso especial da equação de Laplace em coordenadas cilíndricas, sem a dependência temporal, sem dependência angular e sem geração de calor. A condição de contorno B.2 resulta da simetria do problema em relação à coordenada axial, z , e do fato do gradiente de temperatura ser contínuo em qualquer ponto no interior do cilindro. As condições de contorno (B.3), (B.4) e (B.5) são decorrentes das temperaturas constantes. Claramente, as condições (B.2), (B.3) e (B.4), assim como a equação governante (B.1), são homogêneas e o método de separação de variáveis pode ser aplicado.

Fazendo então

$$\Theta = G(r) \cdot H(z) \quad (\text{B.6})$$

onde G e H são funções desconhecidas de r e z , respectivamente, e substituindo a Equação (B.6), na Equação (B.1) e dividindo pelo produto $G \cdot H$, resulta:

$$\frac{G''}{G} + \frac{G'}{rG} + \frac{H''}{H} = 0 \quad (\text{B.7})$$

Enquanto a soma dos dois primeiros termos do lado esquerdo da Equação (B.7) depende somente da coordenada radial, r , o terceiro termo depende somente da coordenada axial, z .

Igualando os dois termos dependentes de r a $-\lambda^2$ e o termo dependente de z a λ^2 obtém-se o seguinte par de equações diferenciais ordinárias:

$$H'' - \lambda^2 H = 0 \quad (\text{B.8})$$

$$G'' + \frac{1}{r}G' + \lambda^2 G = 0 \quad (\text{B.9})$$

Suas soluções são:

$$H = A \operatorname{senh}(\lambda \cdot z) + B \operatorname{cosh}(\lambda \cdot z) \quad (\text{B.10})$$

$$G = C J_0(\lambda \cdot r) + D Y_0(\lambda \cdot r) \quad (\text{B.11})$$

onde $J_0(\lambda \cdot r)$ e $Y_0(\lambda \cdot r)$ são funções de Bessel de ordem zero do primeiro e segundo tipo, respectivamente. Assim, a solução para a distribuição de temperatura será:

$$\Theta = [C J_0(\lambda \cdot r) + D Y_0(\lambda \cdot r)] [A \operatorname{senh}(\lambda \cdot z) + B \operatorname{cosh}(\lambda \cdot z)] \quad (\text{B.12})$$

Aplicando as condições de contorno (B.2) e (B.4), tem-se:

$$D = B = 0 \quad (\text{B.13})$$

Combinando as constantes restantes e substituindo o produto $A \cdot C$ por k na Equação (B.12), obtém-se:

$$\Theta = K J_0(\lambda \cdot r) \operatorname{senh}(\lambda \cdot z) \quad (\text{B.14})$$

Substituindo a condição de contorno (B.3) na Equação (B.14), fica:

$$0 = K J_0(\lambda \cdot R) \operatorname{senh}(\lambda \cdot z) \quad (\text{B.15})$$

Para a distribuição de temperatura ter uma solução não trivial, a Equação (B.15) implica que:

$$J_0(\lambda_n \cdot R) = 0 \quad (\text{B.16})$$

Os autovalores que satisfazem a função de Bessel de primeiro tipo são conhecidos (chamados zeros da função de Bessel de primeiro tipo e ordem zero), e estão representados na Figura B.3.

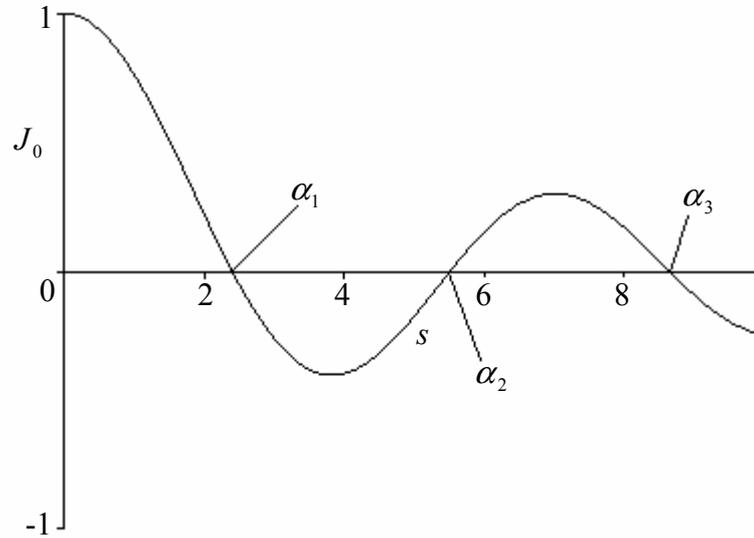


Figura B.3 - Função de Bessel de primeiro tipo e ordem zero, $J_0(s)$.

Portanto, $\alpha_n = \lambda_n \cdot R$. Tabelas de zeros da função de Bessel podem ser consultadas para obter os valores de $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots, \alpha_n$. A solução para a distribuição de temperatura existe para cada valor de α_n . Todas estas soluções são linearmente independentes.

Assim, a solução geral é dada pela seguinte superposição:

$$\Theta = \sum_{n=1}^{\infty} K_n J_0\left(\frac{\alpha_n \cdot r}{R}\right) \sinh\left(\frac{\alpha_n \cdot z}{R}\right) \quad (\text{B.17})$$

Para obter K_n é feito uso do fato de que $J_0((\alpha_n \cdot r)/R)$ é uma função ortogonal. Primeiramente, aplicando a condição de contorno (B.5):

$$\phi(r) = \sum_{n=1}^{\infty} K_n J_0\left(\frac{\alpha_n \cdot r}{R}\right) \sinh\left(\frac{\alpha_n \cdot L}{R}\right) \quad (\text{B.18})$$

Agora, multiplicando ambos os lados da Equação (B.18) por $r \cdot J_0((\alpha_n \cdot r)/R)$, e integrando ambos os lados de $r = 0$ a $r = R$, resulta:

$$K_n = \frac{\int_0^R \phi(r) \cdot J_0\left(\frac{\alpha_n \cdot r}{R}\right) \cdot r \cdot dr}{\sinh\left(\frac{\alpha_n \cdot L}{R}\right) \cdot \int_0^R J_0^2\left(\frac{\alpha_n \cdot r}{R}\right) \cdot r \cdot dr} \quad (\text{B.19})$$

A integral no denominador da Equação (B.19) é:

$$\int_0^R J_0^2\left(\frac{\alpha_n \cdot r}{R}\right) \cdot r \cdot dr = \frac{R^2}{2} \cdot [J_1^2(\alpha_n) + J_0^2(\alpha_n)] \quad (\text{B.20})$$

O segundo termo no lado direito da Equação (B.20) é igual a zero desde que os valores de α_n , $n = 1, 2, \dots$, são soluções da Equação (B.16). A expressão para K_n reduz-se a:

$$K_n = \frac{2 \cdot \int_0^R \phi(r) \cdot J_0\left(\frac{\alpha_n \cdot r}{R}\right) \cdot r \cdot dr}{\sinh\left(\frac{\alpha_n \cdot L}{R}\right) \cdot R^2 \cdot J_1^2(\alpha_n)} \quad (\text{B.21})$$

A expressão final para a distribuição de temperatura é obtida pela substituição da Equação (B.21) na Equação (B.17) e retornando o termo $\Theta = T - T_1$:

$$T(r, z) = T_1 + 2 \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{\int_0^R \phi(r) \cdot J_0\left(\frac{\alpha_n \cdot r}{R}\right) \cdot r \cdot dr}{\sinh\left(\frac{\alpha_n \cdot L}{R}\right) \cdot R^2 \cdot J_1^2(\alpha_n)} J_0\left(\frac{\alpha_n \cdot r}{R}\right) \sinh\left(\frac{\alpha_n \cdot z}{R}\right) \right] \quad (\text{B.22})$$

Se valores numéricos forem assumidos para os parâmetros do problema, a Equação (B.22) pode ser usada para fornecer a temperatura de qualquer ponto do eixo. A taxa de transferência de calor que atravessa o eixo em $z = L$ é determinada pela Lei de Fourier em $z = L$:

$$q = \int_0^R -k_e \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial z}\right)_{z=L} \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr \quad (\text{B.23})$$

Combinando as Equações (B.22) e (B.23) obtém-se:

$$q = -4\pi \cdot k_e \cdot \int_0^R \left\{ \sum_{n=1}^{\infty} \frac{d}{dz} \left[\frac{\int_0^R \phi(r) \cdot J_0\left(\frac{\alpha_n \cdot r}{R}\right) \cdot r \cdot dr}{\sinh\left(\frac{\alpha_n \cdot L}{R}\right) \cdot R^2 \cdot J_1^2(\alpha_n)} J_0\left(\frac{\alpha_n \cdot r}{R}\right) \sinh\left(\frac{\alpha_n \cdot z}{R}\right) \right] \right\} \cdot r \cdot dr \quad (B.24)$$

No caso especial onde a temperatura da extremidade é constante e igual a T_2 ($\phi = T_2 - T_1$), as Equações (B.22) e (B.24) resultam em:

$$T(r, z) = T_1 + 2 \cdot (T_2 - T_1) \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{J_0\left(\frac{\alpha_n \cdot r}{R}\right) \sinh\left(\frac{\alpha_n \cdot z}{R}\right)}{\sinh\left(\frac{\alpha_n \cdot L}{R}\right) \cdot J_1(\alpha_n) \cdot (\alpha_n)} \right] \quad (B.25)$$

$$q = -4\pi \cdot k_e \cdot L \cdot (T_2 - T_1) \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{1}{\left(\frac{\alpha_n \cdot L}{R}\right) \tanh\left(\frac{\alpha_n \cdot L}{R}\right)} \right] \quad (B.26)$$

Definindo a resistência térmica de condução do eixo, R_{e_cond} , como a razão entre a diferença de temperatura e a taxa de transferência de calor tem-se:

$$R_{e_cond} = \frac{\Delta T}{q} \quad (B.27)$$

Sabendo que $\Delta T = T_1 - T_2$ e substituindo a Equação (B.26) na Equação (B.27) obtém-se:

$$R_{e_cond} = \frac{1}{4\pi \cdot k_e \cdot L \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{1}{\left(\frac{\alpha_n \cdot L}{R}\right) \tanh\left(\frac{\alpha_n \cdot L}{R}\right)} \right]} \quad (B.28)$$

Assumindo aos parâmetros do problema valores numéricos associados ao motor em estudo, pode-se encontrar a distribuição de temperatura, a taxa de transferência de calor na extremidade do eixo e a resistência térmica de condução através do mesmo. Para o caso em consideração: $L = 0,12$ m, $R = 0,036$ m, $T_1 = 50$ °C, $T_2 = 25$ °C, $k_e = 42,3$ W/(m.K).

Neste exemplo ilustrativo, a taxa de transferência de calor na extremidade do eixo e a resistência térmica de condução através do mesmo são, respectivamente: $q = 741,25 \text{ W}$ e $R_{e_cond} = 0,0337 \text{ }^\circ\text{C/W}$. Esta resistência térmica representa a transferência de calor por condução tanto na direção axial como na direção radial do eixo. A representação do circuito equivalente para esta transferência de calor é apresentada na Figura B.5.

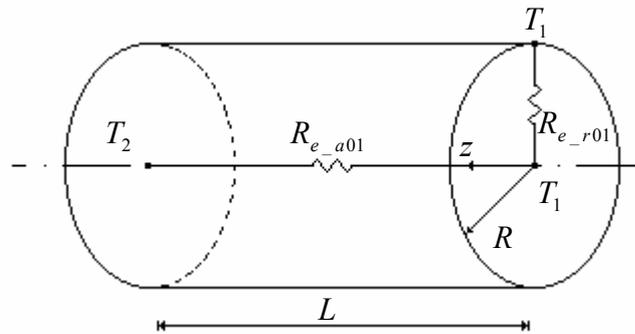


Figura B.4 - Circuito equivalente para o eixo.

De acordo com a idealização do problema, a temperatura em $r = 0$ e $z = 0$ é igual à temperatura superficial do eixo, T_1 , portanto a resistência térmica na direção radial torna-se igual a zero ($R_{e_r01} = 0$). Assim, a resistência térmica encontrada na solução analítica é igual à resistência térmica do eixo na direção axial ($R_{e_a01} = R_{e_cond}$).

Coeficientes de Transferência de Calor por Convecção

Para a determinação das resistências térmicas convectivas inseridas no modelo térmico, os coeficientes convectivos de transferência de calor de alguns componentes do motor de indução serão estimados.

Como comentado anteriormente, a determinação destes coeficientes convectivos não é um problema simples, pois além da dependência de diversas propriedades do fluido, como densidade, viscosidade, condutividade térmica e calor específico, dependem também da geometria da superfície e das condições do escoamento.

Freqüentemente, a estimativa dos coeficientes convectivos de transferência de calor é obtida por correlações de dados experimentais, facilmente encontradas na literatura para uma extensa variedade de escoamentos encontrados na prática. A razão para o uso de tais correlações experimentais está no fato das equações diferenciais governantes da transferência de calor por convecção serem resolvidas analiticamente somente para escoamentos simplificados.

A metodologia para a escolha e a aplicação de uma correlação experimental consiste em analisar alguns pontos específicos: (1) Identificar, de imediato, a geometria do escoamento, já que a forma particular da correlação experimental depende da geometria; (2) Especificar a temperatura de referência apropriada e estimar as propriedades pertinentes do fluido nesta temperatura de referência; (3) Calcular os números adimensionais apropriados, identificando assim as condições do escoamento. Seguindo esta metodologia, dispõe-se de informações suficientes para escolher as correlações experimentais apropriadas.

Deve-se observar que devido às particularidades das geometrias em consideração, muitas das correlações a serem utilizadas devem ser vistas como uma primeira aproximação do problema.

C.1 - Coeficiente Convectivo Interno às Tampas

Devido à rotação da superfície aletada do anel de curto, o ar interno às tampas movimenta-se no interior do motor propiciando um aumento na transferência de calor. Esta

transferência convectiva de calor é analisada através de uma correlação experimental específica, idealizando o anel de curto como um disco em rotação, com raio igual ao raio externo do anel de curto (Figura C.1).

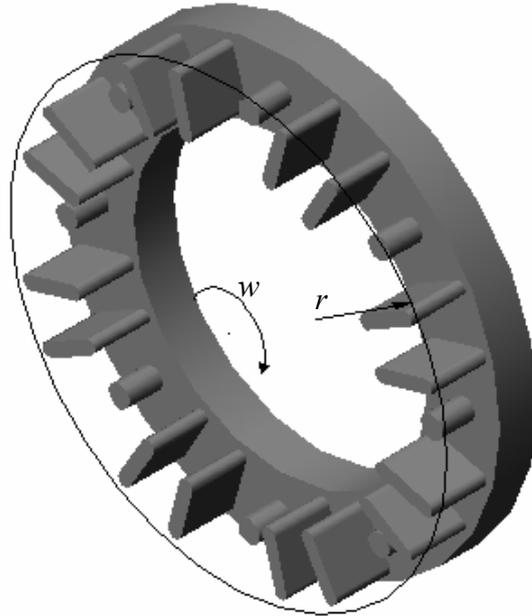


Figura C.1 - Anel de curto como um disco em rotação.

Como o anel de curto é uma superfície aletada, além de intensificar a transferência de calor por consequência do acréscimo da área exposta, o anel de curto atua como um ventilador devido ao movimento de rotação do rotor. Portanto, assume-se o regime do escoamento interno às tampas como sendo turbulento.

Para o escoamento turbulento de um disco em rotação, o número de Nusselt local baseado nos dados de Cobb e Saunders (1959) é:

$$Nu_r = \frac{h_r \cdot r}{k} = 0,021 \cdot Re_r^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \quad Pr \geq 0,5 \quad (C.1)$$

onde $Re_r = w \cdot r^2 / \nu$ é o número de Reynolds.

Para obter o coeficiente convectivo médio, deve-se avaliar:

$$\bar{h}_r = \frac{1}{A_s} \cdot \int_{A_s} h_r \cdot dA_s \quad (C.2)$$

onde $A_s = \pi \cdot r^2$ e $dA_s = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr$.

Portanto,

$$\bar{h}_r = \frac{1}{\pi \cdot r^2} \cdot \int_0^r 0,021 \cdot k \cdot \left(\frac{w}{\nu}\right)^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r^{1,6} \cdot dr \quad (C.3)$$

$$\bar{h}_r = 0,016 \cdot k \cdot \left(\frac{w}{\nu}\right)^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \cdot r^{0,6} \quad (C.4)$$

onde k é a condutividade térmica do ar interno, w é a rotação do motor, ν é a viscosidade cinemática do ar interno, Pr é o número de Prandtl do ar interno e r é o raio externo do anel de curto.

C.2 - Coeficiente Convectivo Interno no Entreferro

O movimento de rotação relativa entre o estator e o rotor, agindo como cilindros concêntricos, permite identificar qual tipo de geometria será aplicada para determinar o coeficiente convectivo de transferência de calor no entreferro (Figura C.2).

O calor transferido através do entreferro de um motor de indução é afetado por perturbações no escoamento causado pela presença dos dentes do estator.

Bouafia *et al.* (1998) realizaram um estudo numérico e experimental da transferência de calor em um espaçamento anular, sem escoamento axial e com o cilindro interno em rotação, caracterizando assim, um mecanismo similar de transferência de calor que ocorre entre o rotor e o estator. A grande contribuição deste estudo é a investigação experimental realizada não somente com superfícies lisas nos cilindros concêntricos, mas como realmente ocorre na prática, ou seja, com a superfície do estator ranhurada (presença dos dentes do estator).

Este estudo permitiu apreciar a intensificação da transferência de calor devido à presença destas ranhuras e pôde determinar uma correlação específica para esta transferência convectiva tão particular.

Na presença de rotação, o escoamento e a transferência de calor são governados pelo número de Taylor, um parâmetro adimensional semelhante ao número de Reynolds, aplicado aqui para o interior de um espaçamento anular (escoamento Couette-Taylor):

$$Ta_{entfe} = \frac{w^2 \cdot r_m \cdot entfe^3}{\nu^2} \quad (C.5)$$

onde Ta_{entfe} é o número de Taylor baseado no entreferro (espaçamento), r_m é o raio médio logarítmico baseado no entreferro ($r_m = \frac{entfe}{\ln(\frac{r_e}{r_i})}$), r_e é o raio externo do estator, r_i é o raio

interno do rotor, $entfe$ é o comprimento radial do entreferro, w é a rotação do rotor e ν é a viscosidade cinemática do ar.

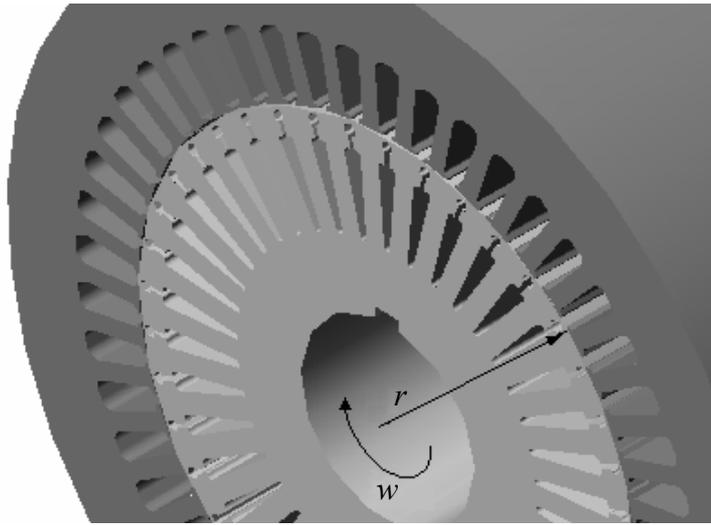


Figura C.2 - Estator e rotor agindo como cilindros concêntricos.

O número de Nusselt médio para o escoamento no entreferro, segundo Bouafia *et al.* (1998) é:

$$\overline{Nu}_{entfe} = \frac{\overline{h}_{entfe} \cdot entfe}{k} = 0,132 \cdot Ta_{entfe}^{0,3} \quad 6000 < Ta_{entfe} < 1,4 \cdot 10^6 \quad (C.6)$$

$$\overline{Nu}_{entfe} = \frac{\overline{h}_{entfe} \cdot entfe}{k} = 0,029 \cdot Ta_{entfe}^{0,4} \quad 1,4 \cdot 10^6 < Ta_{entfe} < 2 \cdot 10^7 \quad (C.7)$$

onde k é a condutividade do ar.

C.3 - Coeficiente Convectivo Externo à Tampa Traseira

Na região externa a tampa traseira está localizada a caixa defletora, que em seu interior, fixado na ponta do eixo, encontra-se um ventilador de pás retas responsável pelo suprimento de ar para o resfriamento da superfície externa aletada do motor de indução.

Este ventilador, da mesma maneira que foi idealizado para o anel de curto na secção C.1, será tratado como um disco em rotação com raio igual ao raio externo das pás do ventilador (Figura C.3).

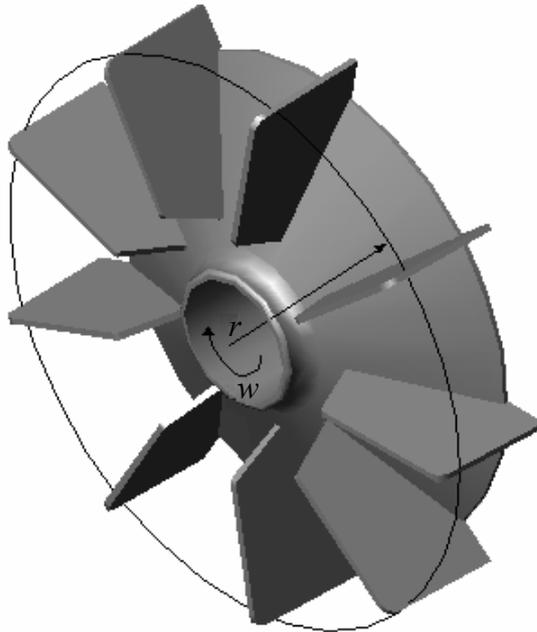


Figura C.3 - Ventilador como um disco em rotação.

Novamente será assumido que o regime do escoamento dentro da caixa defletora é turbulento. Assim, para a condição turbulenta do escoamento em um disco em rotação, o coeficiente médio de transferência convectiva é:

$$\bar{h}_r = 0,016 \cdot k \cdot \left(\frac{w}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \cdot r^{0,6} \quad (C.8)$$

onde k é a condutividade térmica do ar, w é a rotação do ventilador (a mesma rotação do motor), ν é a viscosidade cinemática do ar, Pr é o número de Prandtl do ar e r é o raio externo das pás do ventilador.

C.4 - Coeficiente Convectivo Externo à Superfície Aletada

Grande parte de todo calor gerado internamente no motor é dissipada através da superfície externa aletada, por ação de um escoamento externo forçado, fornecido por um ventilador externo acionado pela própria máquina soprando ar sobre a sua superfície externa.

Para a determinação da correlação experimental que irá definir o coeficiente convectivo deve-se imaginar uma geometria que representará a superfície externa do motor. Esta

superfície será idealizada como sendo uma placa plana em escoamento forçado, com velocidade igual à velocidade de saída da caixa defletora do motor de indução (Figura C.4).

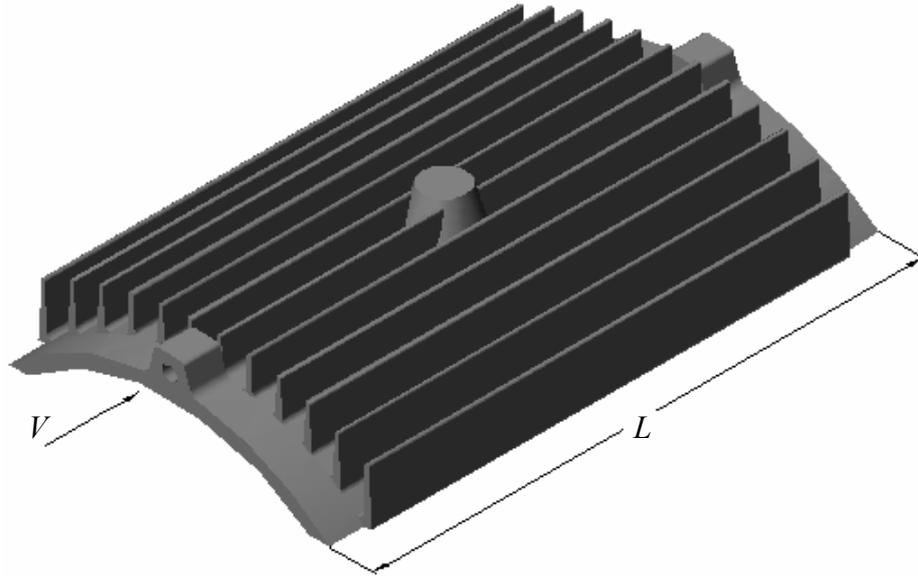


Figura C.4 - Superfície externa como uma placa plana.

Este escoamento externo forçado é um escoamento onde a condição de sua camada limite é turbulenta, devido à existência de flutuações aleatórias no fluido, introduzidas pelo movimento de rotação das pás do ventilador dentro da caixa defletora.

Portanto, para um escoamento turbulento em uma placa plana a seguinte correlação experimental para o número de Nusselt médio é utilizada (Bejan, 1995):

$$\overline{Nu}_L = 0,037 \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \quad Pr \geq 0,5 \quad (C.9)$$

onde $Re_L = V \cdot L / \nu$ é o número de Reynolds.

Portanto,

$$\overline{h}_L = 0,037 \cdot k \cdot \left(\frac{V}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \cdot L^{-0,2} \quad (C.10)$$

onde k é a condutividade térmica do ar, V é a velocidade na saída da caixa defletora, ν é a viscosidade cinemática do ar, Pr é o número de Prandtl do ar e L é o comprimento axial da carcaça.

C.5 - Coeficiente Convectivo Externo à Tampa Dianteira

De acordo com a localização desta superfície em relação ao sistema de ventilação do motor, não existem correntes de fluidos formados pela ação de forças operativas externas. Embora existam correntes de convecção na massa de fluido, estas se originam das forças de volume atuando no fluido devido à existência de gradientes de densidade. Portanto, trata-se de uma superfície sob ação da convecção livre ou natural. O efeito líquido é o da existência do empuxo que induz correntes de convecção livre.

Observando as características geométricas da tampa defletora, admite-se esta, como sendo uma placa vertical, com dimensão característica igual ao diâmetro externo da tampa dianteira (Figura C.5).

Para esta situação, placa vertical em convecção livre, Churchill e Chu (1975) sugerem a seguinte correlação experimental:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\overline{h}_D \cdot D}{k} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_D^{0,17}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{0,56} \right]^{0,30}} \right\}^2 \quad (C.11)$$

onde Ra_D é o número de Rayleigh, que é o produto entre os números de Grashof e de Prandtl:

$$Ra_D = Gr_D \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{tp} - T_{amb}) \cdot D^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (C.12)$$

onde g é a aceleração da gravidade, β é o coeficiente de expansão volumétrica à pressão constante do ar, T_{tp} e T_{amb} são as temperaturas da tampa e ambiente, respectivamente, D é o diâmetro externo da tampa dianteira, ν é a viscosidade cinemática do ar e α é a difusividade térmica do ar.



Figura C.5 - Tampa dianteira como uma placa vertical.

Na determinação do coeficiente de expansão β considera-se o ar como gás perfeito. Portanto,

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{p}{R \cdot T^2} = \frac{1}{T} \quad (\text{C.13})$$

onde T é a temperatura ambiente absoluta.

C.6 - Coeficiente Convectivo Externo à Ponta Dianteira do Eixo

A transferência convectiva de calor da ponta dianteira do eixo, com movimento de rotação, é obtida de uma correlação experimental envolvendo um cilindro em rotação com diâmetro igual ao diâmetro do eixo do motor (Figura C.6).

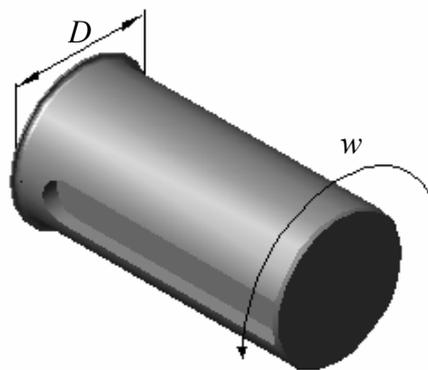


Figura C.6 - Ponta dianteira do eixo como um cilindro em rotação.

Para o número de Reynolds definido como sendo, $Re_D = w \cdot D^2 / \nu$, onde w é a rotação do eixo, D é o diâmetro do eixo e ν é a viscosidade cinemática do ar, Whitaker (1972) recomendam como número de Nusselt médio a seguinte correlação:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\overline{h}_D \cdot D}{k} = 0,133 \cdot Re_D^{0,67} \cdot Pr^{0,33} \quad Re_D < 4,3 \times 10^5 \quad (\text{C.14})$$

$$0,7 < Pr < 670$$

onde k é a condutividade térmica do ar e Pr é o número de Prandtl.

Na avaliação das propriedades do ar utilizadas em todas as correlações experimentais apresentadas, a temperatura de referência é a temperatura de filme:

$$T_f = \frac{(T_s + T_{amb})}{2} \quad (C.15)$$

onde T_s e T_{amb} são as temperaturas da superfície analisada e ambiente, respectivamente. As temperaturas superficiais usadas aqui foram obtidas experimentalmente (Capítulo 05).

Por fim, a Tabela C.1 apresenta um resumo de todas as correlações experimentais apresentadas.

Tabela C.1 - Transferência convectiva.

Item	Configuração	Condição da Camada Limite
1	<i>Convecção forçada interna às tampas Disco em rotação</i>	<i>Turbulenta</i>
2	<i>Convecção forçada interna no entreferro Cilindros concêntricos com rotação relativa</i>	<i>Turbulenta</i>
3	<i>Convecção forçada externa à tampa traseira Disco em rotação</i>	<i>Turbulenta</i>
4	<i>Convecção forçada externa à superfície aletada Placa plana</i>	<i>Turbulenta</i>
5	<i>Convecção livre externa à tampa dianteira Placa vertical</i>	<i>Turbulenta</i>
6	<i>Convecção forçada externa à ponta dianteira do eixo Cilindro em rotação</i>	<i>Turbulenta</i>

Continuação

Tabela C.1 - Continuação.

Item	Correlação	Coefficiente [W/(m ² .K)]	Comentário
1	$Nu_r = 0,021 \cdot Re_r^{0,8} \cdot Pr^{0,33}$	$Pr \geq 0,5$	$h_{int} = 41$ $Re_r = \frac{w \cdot r^2}{\nu}$
2	$\overline{Nu}_{entfe} = 0,132 \cdot Ta_{entfe}^{0,3}$	$6000 < Ta_{entfe} < 1,4 \cdot 10^6$	$h_{entfe} = 60$ $Ta_{entfe} = \frac{w^2 \cdot r_m \cdot entfe^3}{\nu^2}$
	$\overline{Nu}_{entfe} = 0,029 \cdot Ta_{entfe}^{0,4}$	$1,4 \cdot 10^6 < Ta_{entfe} < 2 \cdot 10^7$	
3	$Nu_r = 0,021 \cdot Re_r^{0,8} \cdot Pr^{0,33}$	$Pr \geq 0,5$	$h_{ext02} = 49$ $Re_r = \frac{w \cdot r^2}{\nu}$
4	$\overline{Nu}_L = 0,037 \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr^{0,33}$	$Pr \geq 0,5$	$h_{c_ext03} = 62$ $Re_L = \frac{V \cdot L}{\nu}$
5	$\overline{Nu}_D = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_D^{0,17}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{0,56} \right]^{0,30}} \right\}^2$	$Re_D < 4,3 \times 10^5$	$h_{ext04} = 5$ $Ra_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{ip} - T_{amb}) \cdot D^3}{\nu \cdot \alpha}$
6	$\overline{Nu}_D = 0,133 \cdot Re_D^{0,67} \cdot Pr^{0,33}$	$0,7 < Pr < 670$	$h_{ext05} = 63$ $Re_D = \frac{w \cdot D^2}{\nu}$

Resistências Térmicas

As seções deste apêndice apresentam o cálculo de todas as resistências térmicas utilizadas no modelo térmico híbrido relatado no Capítulo 2.

As seções são divididas de acordo com o elemento térmico básico, sendo estes elementos: eixo, rotor, anel de curto, estator, cabeça da bobina, tampas, carcaça, contato. Por fim as resistências térmicas convectivas são consideradas.

D.1 - Eixo

Segundo a idealização do circuito térmico equivalente, o eixo possui seis resistências térmicas axiais e uma resistência térmica radial. A resistência térmica radial do eixo, assim como as duas primeiras resistências axiais abaixo do pacote de chapas do rotor, já foram avaliadas e estão detalhadas no Apêndice B.

Portanto, de acordo com a Equação (B.28):

$$R_{e_a01} = R_{e_a02} = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k_e \cdot \frac{L_p}{2} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{1}{\left(\frac{\alpha_n \cdot L_p}{D_{i2}} \right) \tanh \left(\frac{\alpha_n \cdot L_p}{D_{i2}} \right)} \right]} \quad (D.1)$$

onde L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do rotor, k_e é a condutividade térmica do eixo (Aço 4140), α_n são os zeros da função de Bessel e D_{i2} é o diâmetro interno do pacote de chapas do rotor.

A resistência térmica radial do eixo torna-se nula seguindo a dedução do Apêndice B.

A Figura D.1 mostra o eixo com suas principais dimensões características usadas na determinação de suas resistências térmicas.

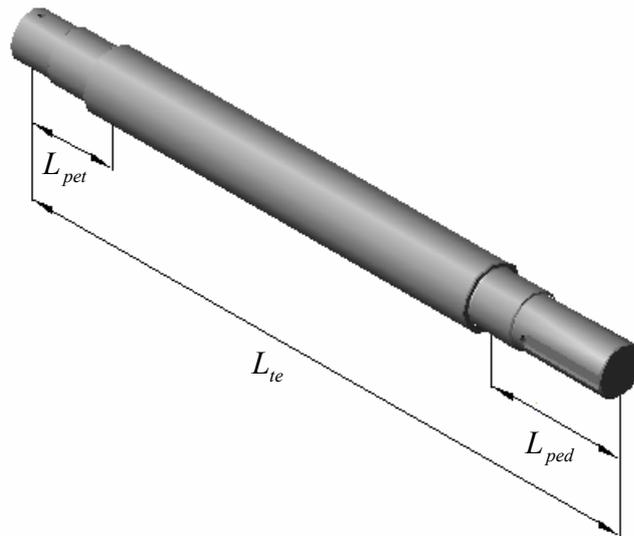


Figura D.1 - Dimensões características do eixo.

De acordo com a Equação (2.4) a resistência térmica na direção axial depende do comprimento axial do elemento, da condutividade térmica do elemento e da área do elemento na direção axial.

Para a parte principal do eixo que se estende além do pacote de chapas do rotor tem-se:

$$R_{e_a03} = R_{e_a04} = \frac{4 \cdot L_{e03}}{\pi \cdot k_e \cdot (D_{e03})^2} \quad (D.2)$$

onde $L_{e03} = \frac{L_{te} - (L_p + L_{pet} + L_{ped})}{2}$, sendo L_{te} , L_p , L_{pet} e L_{ped} , o comprimento axial total do eixo, o comprimento axial do pacote de chapas do rotor, o comprimento axial da ponta traseira do eixo e o comprimento axial da ponta dianteira do eixo, respectivamente, k_e é a condutividade térmica do eixo (Aço 4140), e $D_{e03} = D_{i2}$, sendo D_{i2} o diâmetro interno do pacote de chapas do rotor.

Na ponta traseira do eixo, a resistência térmica axial é:

$$R_{e_a05} = \frac{4 \cdot L_{e05}}{\pi \cdot k_e \cdot (D_{e05})^2} \quad (D.3)$$

onde $L_{e05} = L_{pet}$, sendo L_{pet} o comprimento axial da ponta traseira do eixo, k_e é a condutividade térmica do eixo (Aço 4140), e $D_{e05} = D_{ipt}$, sendo D_{ipt} o diâmetro interno da tampa traseira.

Para a ponta dianteira do eixo tem-se:

$$R_{e_a06} = \frac{4 \cdot L_{e06}}{\pi \cdot k_e \cdot (D_{e06})^2} \quad (D.4)$$

onde $L_{e06} = L_{ped}$, sendo L_{ped} o comprimento axial da ponta dianteira do eixo, k_e é a condutividade térmica do eixo (Aço 4140), e $D_{e06} = D_{itpd}$, sendo D_{itpd} o diâmetro interno da tampa dianteira.

D.2 - Rotor

As resistências térmicas que representam o rotor no modelo térmico são em número de treze. Destas, sete são resistências térmicas radiais e seis são resistências térmicas axiais. A Figura D.2 mostra as dimensões envolvidas na obtenção das resistências térmicas do rotor.

De acordo com a Equação (2.3) a resistência térmica na direção radial depende dos diâmetros externo e interno do elemento cilíndrico, da condutividade térmica do elemento e do comprimento de contato.

Portanto para o elemento cilíndrico interno da coroa do rotor tem-se:

$$R_{r_r01} = \frac{2 \cdot \ln(D_{r02} / D_{r01})}{\pi \cdot kr_r \cdot L_p} \quad (D.5)$$

onde $D_{r01} = D_{i2}$, sendo D_{i2} o diâmetro interno do pacote de chapas do rotor,

$D_{r02} = \sqrt{\frac{(D_{r03})^2 + (D_{r01})^2}{2}}$, kr_r é a condutividade térmica anisotrópica do rotor na direção

radial (Aço Usicore 360I) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do rotor.

Observando a idealização do circuito térmico equivalente, o ponto nodal 4 divide a coroa do rotor em dois cilindros com mesma área de seção transversal. Por esta razão, define-se D_{r02} da maneira acima apresentada. O mesmo será aplicado posteriormente para determinar as resistências térmicas radiais da coroa do estator.

Para o elemento cilíndrico externo da coroa do rotor tem-se:

$$R_{r_r02} = \frac{2 \cdot \ln(D_{r03} / D_{r02})}{\pi \cdot kr_r \cdot L_p} \quad (D.6)$$

onde $D_{r03} = D_{e2} - [2 \cdot (E_r + H_r)]$, sendo D_{e2} o diâmetro externo do rotor, E_r o espaçamento da ranhura do rotor, H_r a altura da ranhura do rotor, $D_{r02} = \sqrt{\frac{(D_{r03})^2 + (D_{r01})^2}{2}}$, kr_r é a condutividade térmica anisotrópica do rotor na direção radial (Aço Usicore 360I) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do rotor.

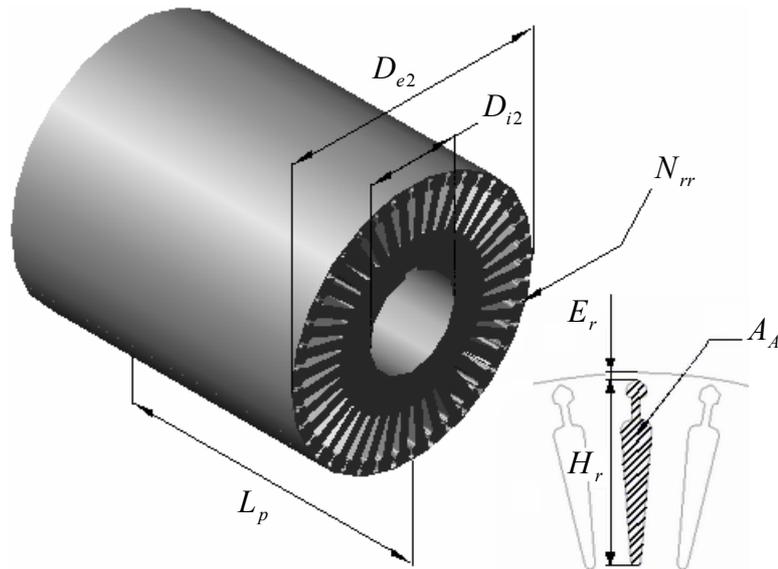


Figura D.2 - Dimensões características do rotor.

As resistências térmicas apresentadas anteriormente representam cilindros coaxiais concêntricos, já o segmento do rotor composto pelas ranhuras não ocupa toda a área do quadrante. Para estes segmentos de arco cilíndricos as resistências térmicas são avaliadas proporcionalmente à área ocupada no quadrante, alterando assim o coeficiente numérico de proporcionalidade.

Assim, para o segmento interno composto pelas chapas entre ranhuras do rotor a resistência térmica pode ser estimada por:

$$R_{r-r03} = \frac{10 \cdot \ln(D_{r04} / D_{r03})}{4 \cdot \pi \cdot kr_r \cdot L_p} \quad (D.7)$$

onde $D_{r04} = D_{e2} - \left[2 \cdot \left(E_r + \frac{H_r}{2} \right) \right]$, sendo D_{e2} o diâmetro externo do rotor, E_r o espaçamento da ranhura do rotor, H_r a altura da ranhura do rotor, $D_{r03} = D_{e2} - [2 \cdot (E_r + H_r)]$, kr_r é a condutividade térmica anisotrópica do rotor na direção radial (Aço Usicore 360I) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do rotor.

Para o segmento externo composto pelas chapas entre ranhuras do rotor a resistência térmica pode ser avaliada por:

$$R_{r_r04} = \frac{10 \cdot \ln(D_{r05} / D_{r04})}{4 \cdot \pi \cdot kr_r \cdot L_p} \quad (D.8)$$

onde $D_{r05} = D_{e2} - (2 \cdot E_r)$, sendo D_{e2} o diâmetro externo do rotor, E_r o espaçamento da ranhura do rotor, $D_{r04} = D_{e2} - \left[2 \cdot \left(E_r + \frac{H_r}{2} \right) \right]$, kr_r é a condutividade térmica anisotrópica do rotor na direção radial (Aço Usicore 360I) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do rotor.

Paralelamente, no segmento interno composto pelas ranhuras do rotor tem-se a seguinte resistência térmica:

$$R_{Al_r01} = \frac{10 \cdot \ln(D_{r04} / D_{r03})}{\pi \cdot k_{Al} \cdot L_p} \quad (D.9)$$

onde $D_{r04} = D_{e2} - \left[2 \cdot \left(E_r + \frac{H_r}{2} \right) \right]$, sendo D_{e2} o diâmetro externo do rotor, E_r o espaçamento da ranhura do rotor e H_r a altura da ranhura do rotor, $D_{r03} = D_{e2} - [2 \cdot (E_r + H_r)]$, k_{Al} é a condutividade térmica da ranhura do rotor (Alumínio) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do rotor.

Para o segmento externo composto pelas ranhuras do rotor tem-se:

$$R_{Al_r02} = \frac{10 \cdot \ln(D_{r05} / D_{r04})}{\pi \cdot k_{Al} \cdot L_p} \quad (D.10)$$

onde $D_{r05} = D_{e2} - (2 \cdot E_r)$, sendo D_{e2} o diâmetro externo do rotor, E_r o espaçamento da ranhura do rotor, $D_{r04} = D_{e2} - \left[2 \cdot \left(E_r + \frac{H_r}{2} \right) \right]$, k_{Al} é a condutividade térmica da ranhura do rotor (Alumínio) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do rotor.

Por fim, para o elemento cilíndrico mais externo do rotor tem-se:

$$R_{r_r05} = \frac{2 \cdot \ln(D_{r06} / D_{r05})}{\pi \cdot kr_r \cdot L_p} \quad (D.11)$$

onde $D_{r05} = D_{e2} - (2 \cdot E_r)$, sendo D_{e2} o diâmetro externo do rotor, E_r o espaçamento da ranhura do rotor, $D_{r06} = D_{e2}$, kr_r é a condutividade térmica anisotrópica do rotor na direção radial (Aço Usicore 360I) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do rotor.

Na direção axial, as resistências térmicas são avaliadas pela Equação (2.4). Ao longo da coroa do rotor tem-se:

$$R_{r_a01} = R_{r_a02} = \frac{(L_p / 2)}{ka_r \cdot A_{r01}} \quad (D.12)$$

onde $A_{r01} = \frac{[\pi \cdot (D_{r03}^2 - D_{r01}^2)]}{16}$, ka_r é a condutividade térmica anisotrópica do rotor na direção axial (Aço Usicore 360I) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do rotor.

Axialmente ao longo das chapas entre ranhuras tem-se:

$$R_{r_a03} = R_{r_a04} = \frac{(L_p / 2)}{ka_r \cdot A_{r02}} \quad (D.13)$$

onde $A_{r02} = \frac{[\pi \cdot (D_{r06}^2 - D_{r03}^2)]}{16} - \left(\frac{N_{rr}}{4} \cdot A_{Al} \right)$, sendo N_{rr} o número total de ranhuras do rotor e A_{Al} a área de uma ranhura, ka_r é a condutividade térmica anisotrópica do rotor na direção axial (Aço Usicore 360I) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do rotor.

Paralelamente, ao longo das barras de alumínio, a resistência térmica é estimada por:

$$R_{Al_a01} = R_{Al_a02} = \frac{(L_p / 2)}{k_{Al} \cdot (N_{rr} / 4) \cdot A_{Al}} \quad (D.14)$$

onde N_{rr} é o número total de ranhuras do rotor, A_{Al} é a área de uma ranhura, k_{Al} é a condutividade térmica das barras do rotor (Alumínio) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do rotor.

D.3 - Anel de Curto

No anel de curto considera-se apenas a existência de resistências térmicas axiais. Idealizado pela Figura D.3 considera-se a presença de três resistências, uma representando o

segmento cilíndrico do anel, em série com duas outras resistências, representando as aletas em paralelo com os pinos.

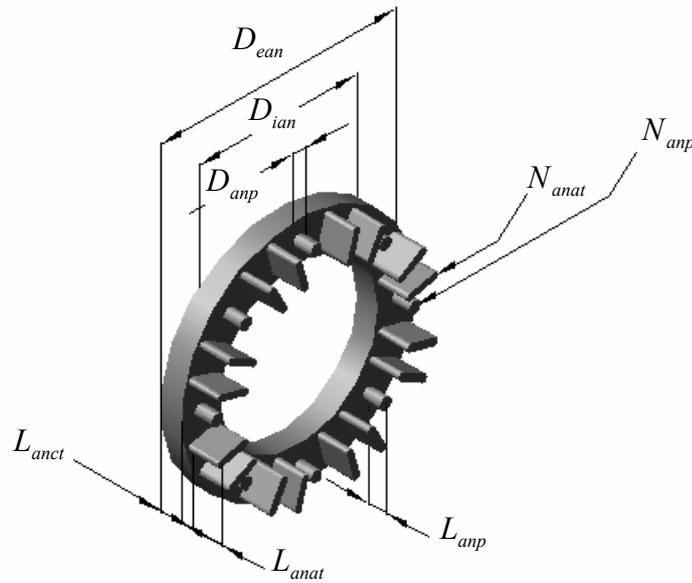


Figura D.3 - Dimensões características do anel de curto.

Portanto, a resistência térmica axial do anel de curto pode ser estimada por:

$$R_{an_a01} = R_{an_a02} = \left(\frac{L_{anct}}{k_{Al} \cdot A_{anct}} \right) + \left[\frac{1}{\left(\frac{k_{Al} \cdot \frac{N_{anat} \cdot A_{anat}}{4}}{L_{anat}} \right) + \left(\frac{k_{Al} \cdot \frac{N_{anp} \cdot A_{anp}}{4}}{L_{anp}} \right)} \right] \quad (D.15)$$

onde $A_{anct} = \frac{\pi \cdot (D_{ean}^2 - D_{ian}^2)}{16}$, sendo D_{ean} e D_{ian} os diâmetros externo e interno do anel de curto, respectivamente, $A_{anat} = \frac{2 \cdot \pi \cdot D_{anp}^2}{4}$, sendo D_{anp} o diâmetro dos pinos do anel de curto, $A_{anp} = \frac{\pi \cdot D_{anp}^2}{4}$, N_{anat} e N_{anp} são os números totais de aletas e pinos do anel de curto, respectivamente, k_{Al} é a condutividade térmica do anel de curto (Alumínio); L_{anct} , L_{anat} e L_{anp} são os comprimentos axiais do anel de curto (segmento cilíndrico), das aletas e dos pinos, respectivamente.

D.4 - Estator

Semelhantemente ao rotor, o estator é idealizado como a combinação de cilindros concêntricos e segmentos de arco cilíndricos. O estator possui um total de doze resistências térmicas, igualmente divididas entre resistências radiais e axiais. A Figura D.4 mostra o estator.

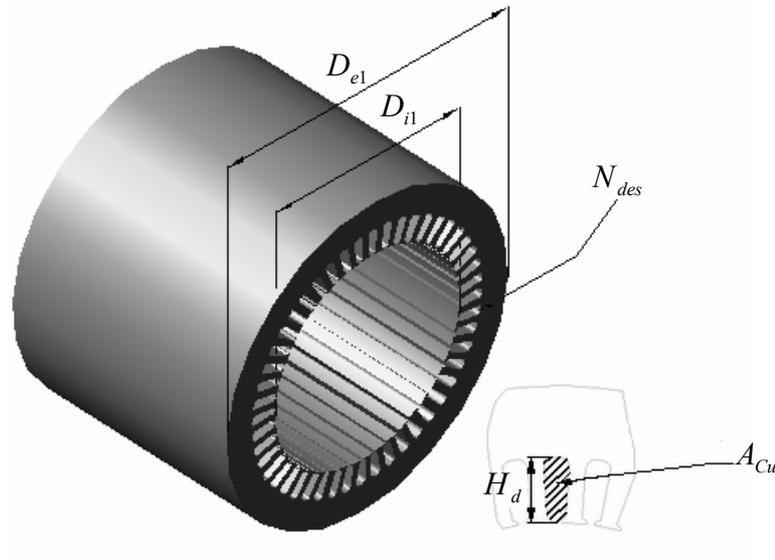


Figura D.4 - Dimensões características do estator.

De acordo com a Equação (2.3) a resistência térmica na direção radial para o segmento interno composto pelos dentes do estator pode ser calculado por:

$$R_{es_r01} = \frac{10 \cdot \ln(D_{es02} / D_{es01})}{4 \cdot \pi \cdot kr_{es} \cdot L_p} \quad (D.16)$$

onde $D_{es01} = D_{i1}$, sendo D_{i1} o diâmetro interno do pacote de chapas do estator, $D_{es02} = D_{i1} + H_d$, sendo H_d a altura do dente do estator, kr_{es} é a condutividade térmica anisotrópica do estator na direção radial (Aço Usicore 360I) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do estator.

Para o segmento externo composto pelos dentes do estator tem-se:

$$R_{es_r02} = \frac{10 \cdot \ln(D_{es03} / D_{es02})}{4 \cdot \pi \cdot kr_{es} \cdot L_p} \quad (D.17)$$

onde $D_{es03} = D_{i1} + (2 \cdot H_d)$, sendo D_{i1} o diâmetro interno do pacote de chapas do estator, $D_{es02} = D_{i1} + H_d$, sendo H_d a altura do dente do estator, kr_{es} é a condutividade térmica

anisotrópica do estator na direção radial (Aço Usicore 360I) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do estator.

Paralelamente, para o segmento interno composto pelo enrolamento de cobre do estator tem-se:

$$R_{Cu_r01} = \frac{10 \cdot \ln(D_{es02} / D_{es01})}{\pi \cdot k_{Cu} \cdot L_p} \quad (D.18)$$

onde $D_{es01} = D_{i1}$, sendo D_{i1} o diâmetro interno do pacote de chapas do estator, $D_{es02} = D_{i1} + H_d$, sendo H_d a altura do dente do estator, k_{Cu} é a condutividade térmica do enrolamento no dente do estator (Cobre) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do estator.

Para o segmento externo composto pelo enrolamento de cobre do estator tem-se:

$$R_{Cu_r02} = \frac{10 \cdot \ln(D_{es03} / D_{es02})}{\pi \cdot k_{Cu} \cdot L_p} \quad (D.19)$$

onde $D_{es03} = D_{i1} + (2 \cdot H_d)$, sendo D_{i1} o diâmetro interno do pacote de chapas do estator, $D_{es02} = D_{i1} + H_d$, sendo H_d a altura do dente do estator, k_{Cu} é a condutividade térmica do enrolamento no dente do estator (Cobre) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do estator.

Para o elemento cilíndrico interno da coroa do estator a resistência térmica é avaliada por:

$$R_{es_r03} = \frac{2 \cdot \ln(D_{es04} / D_{es03})}{\pi \cdot kr_{es} \cdot L_p} \quad (D.20)$$

onde $D_{es04} = \sqrt{\frac{D_{e1}^2 - D_{es03}^2}{2}}$, sendo D_{e1} o diâmetro externo do pacote de chapas do estator, $D_{es03} = D_{i1} + (2 \cdot H_d)$, sendo D_{i1} o diâmetro interno do pacote de chapas do estator e H_d a altura do dente do estator, kr_{es} é a condutividade térmica anisotrópica do estator na direção radial (Aço Usicore 360I) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do estator.

Por fim, o elemento cilíndrico externo da coroa do estator tem-se:

$$R_{es_r04} = \frac{2 \cdot \ln(D_{es05} / D_{es04})}{\pi \cdot kr_{es} \cdot L_p} \quad (D.21)$$

onde $D_{es05} = D_{e1}$, sendo D_{e1} o diâmetro externo do pacote de chapas do estator,

$$D_{es04} = \sqrt{\frac{D_{e1}^2 - D_{es03}^2}{2}}, \quad kr_{es} \text{ é a condutividade térmica anisotrópica do estator na direção}$$

radial (Aço Usicore 360I) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do estator.

Na direção axial, as resistências térmicas são avaliadas pela Equação (2.4). Ao longo dos dentes do estator tem-se:

$$R_{es_a01} = R_{es_a02} = \frac{(L_p / 2)}{ka_{es} \cdot A_{es01}} \quad (D.22)$$

$$\text{onde } A_{es01} = \frac{[\pi \cdot (D_{es03}^2 - D_{es01}^2)]}{16} - \left(\frac{N_{des}}{4} \cdot A_{Cu} \right), \text{ sendo } N_{des} \text{ o número total de dentes do}$$

estator e A_{Cu} a área de um dente, ka_{es} é a condutividade térmica anisotrópica do estator na direção axial (Aço Usicore 360I) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do estator.

Axialmente ao longo da coroa do estator tem-se:

$$R_{es_a03} = R_{es_a04} = \frac{(L_p / 2)}{ka_{es} \cdot A_{es02}} \quad (D.23)$$

$$\text{onde } A_{es02} = \frac{[\pi \cdot (D_{es05}^2 - D_{es03}^2)]}{16}, \quad ka_{es} \text{ é a condutividade térmica anisotrópica do estator na}$$

direção axial (Aço Usicore 360I) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do estator.

Paralelamente, axialmente ao longo dos enrolamentos de cobre tem-se:

$$R_{Cu_a01} = R_{Cu_a02} = \frac{(L_p / 2)}{k_{Cu} \cdot (N_{des} / 4) \cdot A_{Cu}} \quad (D.24)$$

onde N_{des} é o número total de dentes do estator, A_{Cu} é a área de um dente, k_{Cu} é a condutividade térmica dos enrolamentos do estator (Cobre) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do estator.

D.5 - Isolamento

Indispensável para o funcionamento elétrico de um motor de indução, o isolamento do enrolamento de cobre atua termicamente como uma resistência de contato entre o enrolamento e a chapa do estator, tornando-se assim necessária sua predição.

Na Figura D.5 observa-se as três camadas que compõem o sistema de isolamento, a camada de fechamento, a “entre camadas” e a camada de fundo do dente. Apenas as camadas de fechamento e de fundo do dente serão equacionadas por resistências térmicas. A resistência do isolamento “entre camadas” será desprezada pelo fato de todo o calor gerado no enrolamento de cobre ser distribuído uniformemente no mesmo, mantendo uma mesma temperatura uniforme em seu interior.

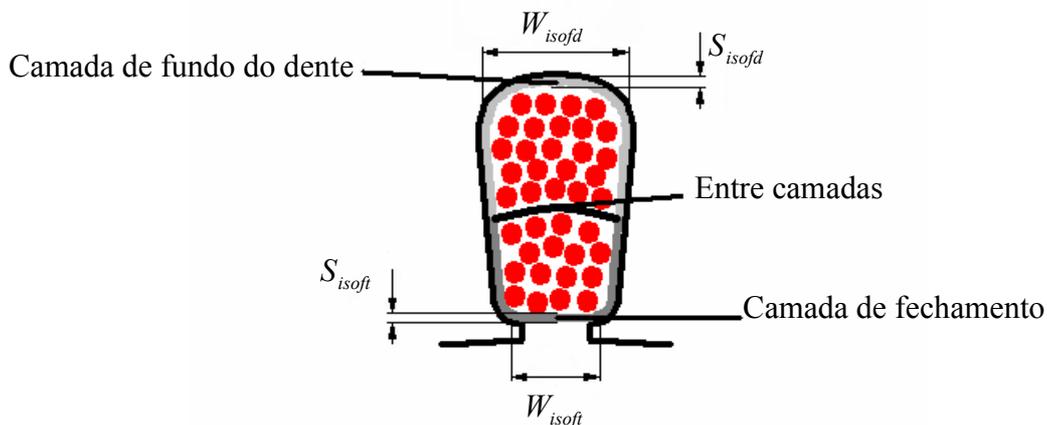


Figura D.5 - Dimensões características do material isolante.

As resistências térmicas do isolante são resistências radiais e podem ser estimadas por:

$$R_{iso_r01} = \frac{S_{isofc}}{k_F \cdot A_{isofc} \cdot \frac{N_{des}}{4}} \quad (D.25)$$

onde S_{isofc} é a espessura da camada isolante de fechamento, k_F é a condutividade térmica da camada isolante (Classe F), $A_{isofc} = W_{isofc} \cdot L_p$, sendo W_{isofc} a largura da camada isolante de fechamento, L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do estator e N_{des} é o número total de dentes do estator.

Para a camada isolante de fundo do dente tem-se:

$$R_{iso_r02} = \frac{S_{isofd}}{k_F \cdot A_{isofd} \cdot \frac{N_{des}}{4}} \quad (D.26)$$

onde S_{isofd} é a espessura da camada isolante de fundo do dente, k_F é a condutividade térmica da camada isolante (Classe F), $A_{isofd} = W_{isofd} \cdot L_p$, sendo W_{isofd} a largura da camada isolante de fundo do dente, L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do estator e N_{des} é o número total de dentes do estator.

D.6 - Cabeça da Bobina

A cabeça de bobina consiste na continuação dos enrolamentos de cobre do estator para fora do pacote de chapas do estator. A resistência térmica axial da cabeça da bobina pode ser avaliada por:

$$R_{cab_a01} = R_{cab_02} = \frac{L_{zm} / 2}{k_{Cu} \cdot A_{Cu} \cdot \frac{N_{des}}{4}} \quad (D.27)$$

onde L_{zm} é o comprimento médio de espira na cabeça da bobina, cujo valor é obtido através das características construtivas da cabeça da mesma; $L_{zm} = \left(\frac{D_{i1} + 2 \cdot H_d}{N_{des}} \right) \cdot D_s \cdot 1.1 \cdot \pi \cdot \frac{\log D_{i1}}{2}$, onde D_{i1} é o diâmetro interno do estator, H_d é a altura do dente do estator, N_{des} é o número total de dentes do estator, D_s é o passo médio do esquema de bobinagem. Também, k_{Cu} é a condutividade térmica do enrolamento (Cobre) e A_{Cu} é a área de um dente.

D.7 - Tampas

Na obtenção da resistência térmica axial das tampas traseira e dianteira, estas são simplificadas como sendo um anel plano com espessura média constante.

A resistência térmica axial da tampa traseira é estimada por:

$$R_{tp_a01} = \frac{L_{tp}}{k_{tp} \cdot A_{tp}} \quad (D.28)$$

onde L_{tpi} é a espessura média da tampa traseira, k_{tp} é a condutividade térmica das tampas (Ferro fundido) e $A_{tpi} = \frac{[\pi \cdot (D_{etpi}^2 - D_{ipti}^2)]}{16}$, sendo D_{etpi} e D_{ipti} os diâmetros externo e interno da tampa traseira, respectivamente.

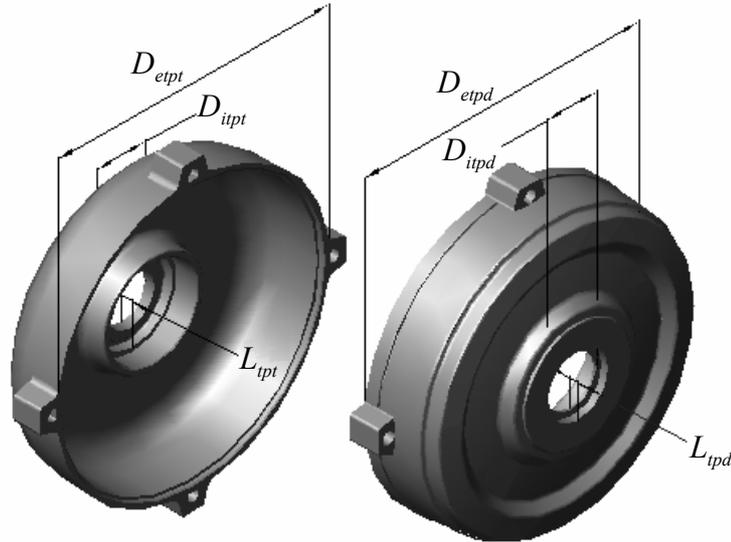


Figura D.6 - Tampas.

Semelhantemente, a resistência térmica axial da tampa dianteira é estimada por:

$$R_{tp_a02} = \frac{L_{tpd}}{k_{tp} \cdot A_{tpd}} \quad (D.29)$$

onde L_{tpd} é a espessura média da tampa dianteira, k_{tp} é a condutividade térmica das tampas (Ferro fundido) e $A_{tpd} = \frac{[\pi \cdot (D_{etpd}^2 - D_{iptd}^2)]}{16}$, sendo D_{etpd} e D_{iptd} os diâmetros externo e interno da tampa dianteira, respectivamente.

D.8 - Carcaça

A carcaça é dividida em três partes, a parte central com comprimento axial igual ao comprimento do pacote de chapas do estator, correspondendo ao ramo central do circuito térmico equivalente, e as duas partes periféricas próximas às tampas traseira e dianteira.

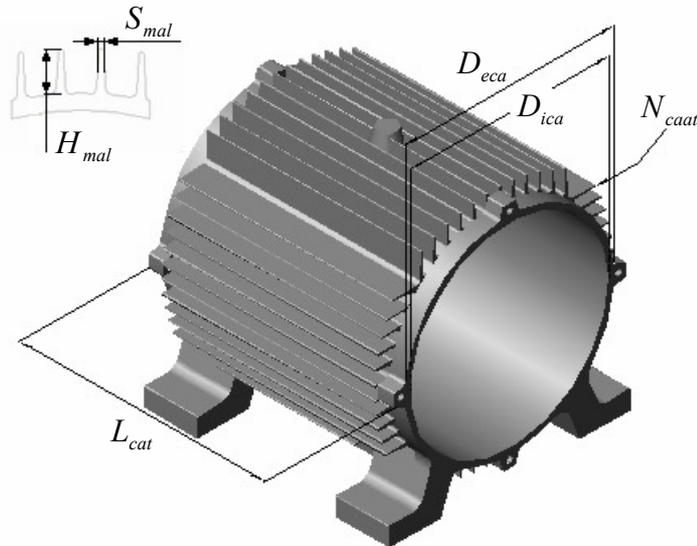


Figura D.7 - Carcaça.

A resistência térmica radial da parte central é estimada por:

$$R_{ca_r01} = \frac{2 \cdot \ln(D_{eca} / D_{ica})}{\pi \cdot k_{ca} \cdot L_p} \quad (D.30)$$

onde D_{eca} e D_{ica} são os diâmetros externo e interno da carcaça, respectivamente, k_{ca} é a condutividade térmica da carcaça (Ferro fundido) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do estator.

As resistências térmicas radiais das partes periféricas são dadas por:

$$R_{ca_r02} = R_{ca_r03} = \frac{2 \cdot \ln(D_{eca} / D_{ica})}{\pi \cdot k_{ca} \cdot L_{cad}} \quad (D.31)$$

onde D_{eca} e D_{ica} são os diâmetros externo e interno da carcaça, respectivamente, k_{ca} é a condutividade térmica da carcaça (Ferro fundido) e $L_{cad} = \frac{(L_{cat} - L_p)}{2}$ é o comprimento axial da parte dianteira da carcaça, sendo L_{cat} é o comprimento axial total da carcaça e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do estator.

D.9 - Contato

Em diversas partes do motor as resistências térmicas de contato estão presentes, mas como explicado no Capítulo 2, a resistência de contato que necessita de especial atenção é a resistência de contato estator-carcaça.

A expressão que avalia a resistência térmica de contato em função das pressões de empacotamento e de contato de acordo com a Equação (2.6) é:

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

onde r_c é a resistência térmica de contato em $[(m^2 \cdot ^\circ C)/W]$, p_{emp} é a pressão de empacotamento, e p_c é a pressão de contato, ambas em $[N/mm^2]$. A resistência térmica de contato apresentada independe da área de contato.

Portanto, a resistência térmica de contato estator-carcaça em $[^\circ C/W]$ é:

$$R_{c_ca/es} = \frac{r_c}{A_{ccaes}} \quad (D.33)$$

onde $A_{ccaes} = \pi \cdot D_{e1} \cdot L_p$, sendo D_{e1} o diâmetro externo do estator e L_p o comprimento axial do pacote de chapas do estator.

D.10 - Convectivas

De acordo com a lei do resfriamento, de Newton, a resistência térmica entre a superfície sólida exposta e o fluido interno ou externo é definida pela Equação (2.5).

O modelo térmico híbrido apresentado contém quatorze resistências térmicas convectivas internas ao motor, utilizando o mesmo coeficiente de transferência convectiva interna, porém áreas diferentes de contato com o fluido interno. Todos os coeficientes convectivos usados nas resistências térmicas convectivas estão apresentados no Apêndice C.

Para as superfícies expostas traseira e dianteira do eixo, no interior das tampas tem-se:

$$R_{conv_int01} = R_{conv_int08} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{h_int01}} \quad (D.34)$$

onde $A_{h_{int01}} = \frac{\pi \cdot D_{i2} \cdot \left[\frac{L_{te} - (L_p + L_{ped} + L_{pet})}{2} \right]}{4}$, sendo D_{i2} o diâmetro interno do pacote de chapas do rotor, L_{te} , L_p , L_{ped} e L_{pet} , o comprimento axial total do eixo, o comprimento axial do pacote de chapas do rotor, o comprimento axial da ponta dianteira do eixo e o comprimento axial da ponta traseira do eixo, respectivamente, e h_{int} é o coeficiente convectivo interno as tampas.

Para a superfície exposta da tampa traseira tem-se:

$$R_{conv_int02} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{h_{int02}}} \quad (D.35)$$

onde $A_{h_{int02}} = \frac{\pi \cdot D_{ept}^2}{16} - \frac{\pi \cdot D_{ipt}^2}{16}$, sendo D_{ept} e D_{ipt} os diâmetros externo e interno da tampa traseira, respectivamente, e h_{int} é o coeficiente convectivo interno às tampas.

Para as superfícies expostas internas à carcaça tem-se:

$$R_{conv_int03} = R_{conv_int10} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{h_{int03}}} \quad (D.36)$$

onde $A_{h_{int03}} = \frac{\pi \cdot D_{ica} \cdot \left(\frac{L_{cat} - L_p}{2} \right)}{4}$, sendo D_{ica} o diâmetro interno da carcaça, L_{cat} e L_p , o comprimento axial total da carcaça e o comprimento axial do pacote de chapas do estator, respectivamente, e h_{int} é o coeficiente convectivo interno às tampas.

Para a superfície exposta do pacote de chapas do rotor tem-se:

$$R_{conv_int04} = R_{conv_int11} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{h_{int04}}} \quad (D.37)$$

onde $A_{h_{int04}} = \frac{\left[\pi \cdot (D_{r03}^2 - D_{r01}^2) \right]}{16}$ e h_{int} é o coeficiente convectivo interno às tampas.

A superfície exposta do anel de curto é uma superfície aletada, portanto necessita da avaliação da eficiência global do conjunto de aletas (Incropera e De Witt, 1992). Assim, a resistência térmica do anel de curto pode ser estimada por:

$$R_{conv_int05} = R_{conv_int12} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{h_{int05}} \cdot \eta_{o_{int}}} \quad (D.38)$$

$$\text{onde } A_{h_{int05}} = \frac{\pi(D_{ean}^2 - D_{ian}^2)}{16} + \frac{\pi(D_{ean} + D_{ian})L_{anct}}{4} + \frac{2\pi D_{anp} L_{anat}}{4} \frac{N_{anat}}{4} + \frac{\pi D_{anp} L_{anp}}{4} \frac{N_{anp}}{4},$$

correspondendo as áreas laterais e transversais do anel de curto, e áreas laterais das aletas e pinos, h_{int} é o coeficiente convectivo interno às tampas e $\eta_{o_{int}}$ é a eficiência global da superfície interna aletada.

Esta eficiência global da superfície aletada do anel de curto é função da área aletada, da área total da superfície e da eficiência de uma aleta, podendo ser expressa por:

$$\eta_{o_{int}} = 1 - \frac{A_{f_{int}}}{A_{h_{int05}}} \cdot (1 - \eta_{f_{int}}) \quad (D.39)$$

onde

$$A_{f_{int}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot D_{anp}^2}{4} \cdot \frac{N_{anat}}{4} + \frac{2 \cdot \pi \cdot D_{anp} \cdot L_{anat}}{4} \cdot \frac{N_{anat}}{4} + \frac{\pi \cdot D_{anp}^2}{4} \cdot \frac{N_{anp}}{4} + \frac{\pi \cdot D_{anp} \cdot L_{anp}}{4} \cdot \frac{N_{anp}}{4} \quad \text{é}$$

a área aletada e $A_{h_{int05}}$ é a área total da superfície.

Considerando a condição de convecção na ponta das aletas, a eficiência de uma aleta, $\eta_{f_{int}}$, é dada por:

$$\eta_{f_{int}} = \frac{tgh(m \cdot L_c)_{int}}{(m \cdot L_c)_{int}} \quad (D.40)$$

$$\text{onde } (m \cdot L_c)_{int} = \left(\frac{2 \cdot h_{int}}{k_{Al} \cdot D_{anp}} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(L_{anat} + \frac{D_{anp}}{2} \right).$$

Na superfície exposta da cabeça de bobina a resistência térmica pode ser estimada como:

$$R_{conv_int06} = R_{conv_int13} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{h_{int06}}} \quad (D.41)$$

$$\text{onde } A_{h_{int06}} = \frac{\pi \cdot (D_{es03}^2 - D_{es01}^2)}{16} + \frac{\pi \cdot (D_{es03} + D_{es01}) \cdot L_{zm}}{4} / 2, \quad \text{correspondendo as áreas}$$

transversal e lateral da cabeça de bobina e h_{int} é o coeficiente convectivo interno às tampas.

Para a superfície exposta do pacote de chapas do estator tem-se:

$$R_{conv_int07} = R_{conv_int14} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{h_{int}07}} \quad (D.42)$$

onde $A_{h_{int}07} = \frac{[\pi \cdot (D_{es05}^2 - D_{es03}^2)]}{16}$ e h_{int} é o coeficiente convectivo interno às tampas.

Para a superfície exposta da tampa dianteira tem-se:

$$R_{conv_int09} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{h_{int}09}} \quad (D.43)$$

onde $A_{h_{int}09} = \frac{\pi \cdot D_{etpd}^2}{16} - \frac{\pi \cdot D_{itpd}^2}{16}$, sendo D_{etpd} e D_{itpd} os diâmetros externo e interno da tampa dianteira, respectivamente, e h_{int} é o coeficiente convectivo interno às tampas.

A resistência térmica convectiva cruzando o entreferro do motor pode ser estimada como:

$$R_{conv_entfe} = \frac{1}{h_{entfe} \cdot A_{hentfe}} \quad (D.44)$$

onde $A_{hentfe} = \frac{\pi \cdot D_{e2} \cdot L_p}{4}$, sendo D_{e2} o diâmetro externo do pacote de chapas do rotor, L_p o comprimento axial do pacote de chapas do rotor e h_{entfe} é o coeficiente convectivo do entreferro.

A resistência entre a superfície da ponta traseira do eixo, mesmo que no interior da caixa defletora, em contato com o fluido ambiente é dada por:

$$R_{conv_ext01} = \frac{1}{h_{ext01} \cdot A_{hex01}} \quad (D.45)$$

onde $A_{hex01} = \frac{\pi \cdot D_{itpt} \cdot L_{pet}}{4}$, sendo D_{itpt} o diâmetro interno da tampa traseira, L_{pet} o comprimento axial da ponta traseira do eixo e h_{ext01} é o coeficiente convectivo externo à tampa traseira ($h_{ext01} = h_{ext02}$).

Externamente à tampa traseira, a resistência térmica convectiva é dada por:

$$R_{conv_ext02} = \frac{1}{h_{ext02} \cdot A_{hex02}} \quad (D.46)$$

onde $A_{hex02} = \frac{\pi \cdot D_{ept}^2}{16} - \frac{\pi \cdot D_{ipt}^2}{16}$, sendo D_{ept} e D_{ipt} os diâmetros externo e interno da tampa traseira, respectivamente e h_{ext02} é o coeficiente convectivo externo à tampa traseira ($h_{ext01} = h_{ext02}$).

Na superfície externa aletada da carcaça encontra-se a resistência térmica de maior influência sobre a distribuição de temperatura no interior do motor. Por se tratar de uma superfície aletada a resistência térmica convectiva é avaliada mediante uma eficiência global da superfície, como anteriormente relatado para o anel de curto. Portanto:

$$R_{conv_ext03} = \frac{1}{h_{ext03} \cdot A_{hex03} \cdot \eta_{oext03}} \quad (D.47)$$

onde $A_{hex03} = W_{cat} \cdot L_{cat}$, sendo $W_{cat} = \frac{(\pi \cdot D_{eca}) + (2 \cdot N_{caat} \cdot H_{mal})}{4}$ o comprimento transversal total da carcaça, L_{cat} é o comprimento axial total da carcaça, D_{eca} é o diâmetro externo da carcaça, N_{caat} é o número total de aletas na carcaça, H_{mal} é a altura média das aletas da carcaça, h_{ext03} é o coeficiente de transferência de calor externo à superfície aletada e η_{oext03} é a eficiência global da superfície externa aletada.

Esta eficiência global da superfície aletada, como no anel de curto, é função da área aletada, da área total da superfície e da eficiência de uma aleta dada por:

$$\eta_{oext03} = 1 - \frac{A_{fext03}}{A_{hex03}} \cdot (1 - \eta_{fext03}) \quad (D.48)$$

onde $A_{fext03} = \frac{N_{caat}}{4} \cdot 2 \cdot \left(H_{mal} + \frac{S_{mal}}{2} \right) \cdot L_{cat}$ é a área aletada, sendo S_{mal} a espessura média das aletas da carcaça e A_{hex03} é a área total da superfície.

Considerando a condição de convecção na ponta das aletas, a eficiência de uma aleta, η_{fext03} , é dada por:

$$\eta_{fext03} = \frac{tgh(m \cdot L_c)_{ext03}}{(m \cdot L_c)_{ext03}} \quad (D.49)$$

$$\text{onde } (m \cdot L_c)_{ext03} = \left(\frac{2 \cdot h_{ext03}}{k_{Ca} \cdot S_{mal}} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(H_{mal} + \frac{S_{mal}}{2} \right).$$

Outra particularidade da superfície externa aletada da carcaça é a presença da transferência de calor por radiação. A resistência radiativa e convectiva desta superfície externa aletada atuam em paralelo e podem ser combinadas, para se obter uma única resistência efetiva.

Assim:

$$h_{ext03} = h_{c_ext03} + h_{r_ext03} \quad (D.50)$$

onde h_{c_ext03} é o coeficiente convectivo e pode ser encontrado no Apêndice C e h_{r_ext03} é o coeficiente de radiação obtido pela Equação (2.8).

Na tampa dianteira, a resistência térmica convectiva é dada por:

$$R_{conv_ext04} = \frac{1}{h_{ext04} \cdot A_{hex04}} \quad (D.51)$$

onde $A_{hex04} = \frac{\pi \cdot D_{etpd}^2}{16} - \frac{\pi \cdot D_{itpd}^2}{16}$, sendo D_{etpd} e D_{itpd} os diâmetros externo e interno da tampa dianteira, respectivamente e h_{ext04} é o coeficiente convectivo externo à tampa dianteira.

A resistência entre a superfície da ponta dianteira do eixo e o ambiente é dada por:

$$R_{conv_ext05} = \frac{1}{h_{ext05} \cdot A_{hex05}} \quad (D.52)$$

onde $A_{hex05} = \frac{\pi \cdot D_{itpd} \cdot L_{ped}}{4}$, sendo D_{itpd} o diâmetro interno da tampa dianteira, L_{ped} o comprimento axial da ponta dianteira do eixo e h_{ext05} é o coeficiente convectivo externo à ponta dianteira do eixo.