

Thiago Dutra

**MODELAGEM INTEGRADA PARA SIMULAÇÃO DE  
COMPRESSORES ALTERNATIVOS HERMÉTICOS  
COM ÊNFASE NO MOTOR DE INDUÇÃO**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Doutor em Engenharia Mecânica.  
Orientador: Prof. César José Deschamps, Ph.D.

Florianópolis  
2016

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca  
Universitária da UFSC.

Dutra, Thiago

Modelagem Integrada para Simulação de Compressores  
Alternativos Herméticos com Ênfase no Motor de Indução /  
Thiago Dutra ; orientador, César José Deschamps –  
Florianópolis, SC, 2016.

266 p.

Tese (doutorado) – Universidade Federal de Santa Catarina,  
Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. compressor de refrigeração. 3.  
motor de indução. 4. gerenciamento térmico. I. Deschamps,  
César José. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa  
de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Thiago Dutra

**MODELAGEM INTEGRADA PARA SIMULAÇÃO DE  
COMPRESSORES ALTERNATIVOS HERMÉTICOS  
COM ÊNFASE NO MOTOR DE INDUÇÃO**

Esta tese foi julgada adequada para obtenção do Título de “Doutor em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 1º de dezembro de 2016.

---

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr.  
Coordenador do Curso

---

Prof. César José Deschamps, Ph.D. – Orientador  
Universidade Federal de Santa Catarina

**Banca Examinadora:**

---

Prof. César José Deschamps, Ph.D. – Orientador  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Su Jian, D.Sc.  
Universidade Federal do Rio de Janeiro - UFRJ

---

Prof. Cezar Otaviano Ribeiro Negrão, Ph.D.  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná - UTFPR

---

Prof. Mauricio Valencia Ferreira da Luz, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina (EEL)

---

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D.  
Universidade Federal de Santa Catarina

À minha família, em especial à minha  
esposa Samira, pelo amor,  
compreensão e companheirismo.



## AGRADECIMENTOS

A Deus;

Ao povo brasileiro, na figura do CNPq, e à EMBRACO, pelo suporte financeiro;

Ao professor César J. Deschamps, pelos ensinamentos, orientação, oportunidades e amizade;

Aos amigos e engenheiros da EMBRACO Tadeu T. Rodrigues, Rodrigo Kremer e Evandro L. L. Pereira pelo suporte técnico;

Aos engenheiros Flávio H. Kalluf, Alessandro S. Romão e Thiago H. Akinaga por fornecer modelos, protótipos e dicas referentes a motores elétricos;

Aos membros da banca examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho;

Aos amigos pesquisadores Ernane e Marco, pelas discussões, amizade e parceria nos congressos;

Ao amigo Felipe Antônio José pelo conhecimento transmitido em linguagem orientada a objetos em C++;

Ao amigo Daniel Luiz da Silva pelo auxílio na preparação das figuras desta tese.

Aos amigos Eduardo, Fabiano, Giseli, Manoela, Rhuan e Renata, que tiveram participação decisiva na execução da etapa experimental deste trabalho;

Ao corpo docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, pelos conhecimentos transmitidos.

A todas as pessoas que contribuíram de alguma forma na execução deste trabalho.





*“Aprender é a única coisa de que a  
mente nunca se cansa, nunca tem medo  
e nunca se arrepende”  
(Leonardo da Vinci)*



## RESUMO

O projeto de compressores herméticos de refrigeração busca atender altos níveis de eficiência e confiabilidade. Para alcançar esses objetivos, deve-se compreender os fenômenos físicos que ocorrem no interior do compressor e as suas interações. Nesse sentido, o desenvolvimento de modelos de simulação que considerem o efeito combinado desses fenômenos é de fundamental importância, permitindo análises sem o alto custo associado à investigação experimental. O objetivo principal deste trabalho é desenvolver modelos integrados para a simulação de compressores alternativos herméticos, considerando o acoplamento de três modelos específicos: modelo termodinâmico para a solução do ciclo de compressão, modelo térmico para a previsão da temperatura dos componentes do compressor e modelo elétrico para a determinação do desempenho do motor de indução. Duas abordagens são propostas para a modelagem térmica do motor. Uma delas segue a formulação integral da equação da conservação da energia aplicada ao motor, representando-o por um único valor de temperatura. A outra considera uma abordagem de parâmetros concentrados, dividindo o motor em três componentes (rotor, enrolamentos e núcleo do estator) que interagem termicamente entre si e com os demais componentes do compressor. Dois modelos elétricos foram avaliados para o motor, um baseado no conceito de circuito equivalente e o outro em circuitos magneticamente acoplados. Após serem validados com o auxílio de dados experimentais, os modelos integrados formados pela combinação dos diferentes modelos térmicos e elétricos foram utilizados em análises do efeito de condições de operação e parâmetros construtivos do motor sobre a temperatura do motor e a eficiência do compressor. Os resultados indicam que o modelo térmico de parâmetros concentrados é necessário nas análises do efeito de modificações das dimensões do motor, geralmente caracterizado por um aquecimento não uniforme de seus componentes. Por outro lado, o modelo térmico integral é suficiente em análises térmicas associadas à variação da tensão de alimentação e da capacitância do capacitor permanente. Observou-se que a capacitância e o comprimento do pacote de lâminas do motor afetam sensivelmente a eficiência isentrópica e, em menor proporção, a eficiência volumétrica do compressor.

**Palavras-chave:** compressor de refrigeração, motor de indução, gerenciamento térmico



## ABSTRACT

The design of hermetic compressors adopted in refrigeration systems must meet high levels of efficiency and reliability. In order to achieve such goals, it is necessary to understand the physical phenomena that take place inside the compressor and their interaction with each other. In this respect, the development of simulation models that consider the coupling between such phenomena is of great importance, allowing analyses much less expensive than through experiments. The main objective of this work is to develop integrated models for the simulation of hermetic reciprocating compressors by coupling three specific models: a thermodynamic model to solve the compression cycle, a thermal model to predict the temperatures of the compressor components and an electrical model to determine the performance of the induction motor. Two approaches are proposed for the thermal modeling of the electrical motor. One of them is based on an integral formulation of the energy equation, providing a single temperature for the motor. The other approach considers a lumped parameter formulation in which the electrical motor is divided into three components (rotor, stator windings and stator core) that interact with each other and the compressor components. Two modeling alternatives were assessed for the induction motor. The first follows the equivalent circuit method and the second is based on magnetically coupled circuits. After being validated via comparisons with measurements, the integrated models formed by the combination of the thermal models and motor models are used to analyze the effects of the compressor operating conditions and motor constructive parameters on the motor temperature and compressor efficiency. The results showed that the lumped parameter thermal model is necessary to analyze the effect of modifications of the motor dimensions, which usually brings about non-uniform heating of the electrical motor. On the other hand, the thermal model based on the integral formulation is sufficiently accurate for thermal analyses associated with the variation of the input voltage and permanent capacitor capacitance. It was found the variation of the capacitance and the motor active length affects considerably the isentropic efficiency, and to a lesser extent the volumetric efficiency.

**Keywords:** refrigeration compressor, induction motor, thermal management.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Esquema do compressor e diagrama indicado ( $p-V$ ). .....	36
Figura 1.2 - Vistas tridimensionais de um compressor alternativo hermético de refrigeração: (a) região lateral, com corte no motor; (b) região traseira....	37
Figura 1.3 - (a) Diagrama $p-V$ , com destaque para o trabalho ideal de compressão isentrópico e o trabalho indicado; (b) inventário de perdas termodinâmicas. ....	39
Figura 1.4 - Componentes do motor de indução. ....	41
Figura 1.5 - Curvas de (a) eficiência elétrica em função do torque e (b) torque em função da rotação, para um motor operando em regime permanente. ....	42
Figura 1.6 - Efeito da ampliação da faixa de aplicação sobre a eficiência do motor. ....	43
Figura 1.7 - Troca de dados entre os modelos. ....	44
Figura 2.1 - Volumes de controle típicos adotados na análise térmica de compressores (Todescat <i>et al.</i> , 1992; Fagotti <i>et al.</i> , 1994).....	49
Figura 2.2 - Visão esquemática de componentes do compressor no modelo de Haas (2012), com destaque para o caminho percorrido pelo óleo lubrificante. ....	51
Figura 2.3 - Esquema do compressor parafuso em corte (He <i>et al.</i> , 2013). ...	62
Figura 3.1 - Circuito elétrico equivalente do motor de indução monofásico em operação permanente. ....	68
Figura 3.2 - Procedimento de solução do MES.....	70
Figura 3.3 - (a) Vista frontal do estator; (b) vista ampliada das ranhuras e dentes do estator; (c) vista superior do núcleo do estator; (d) planificação do núcleo. ....	74
Figura 3.4 - Curva $B-H$ . ....	75
Figura 3.5 - Algoritmo para cálculo de $B$ (Stepina, 2003). ....	76
Figura 3.6 - Ângulos entre ranhuras e eixo de simetria do polo de um enrolamento do estator.....	79
Figura 3.7 - Parâmetros construtivos do rotor, adaptado de Kalluf (2010). ...	81
Figura 3.8 - Parâmetros construtivos da cabeça de bobina do estator.....	84
Figura 3.9 - Parâmetros construtivos de estator e rotor.....	85
Figura 3.10 - Resultados do modelo com e sem ajuste (MES e MES-0,65X <sub>m</sub> ) comparados com medições: (a) Corrente no enrolamento principal e (b) torque do motor em função da rotação.....	88
Figura 3.11 - Resultados do modelo com e sem ajuste (MES e MES-0,65X <sub>m</sub> ) comparados com medições para eficiência do motor em função da rotação..	89
Figura 4.1 - Representação esquemática do motor bifásico.....	93
Figura 4.2 - Procedimento de calibração do MEG.....	113
Figura 4.3 - Corrente elétrica em função da rotação. ....	115
Figura 4.4 - Torque em função da rotação. ....	116
Figura 4.5 - Eficiência elétrica em função da rotação.....	117
Figura 5.1 - Parâmetros geométricos da câmara de compressão.....	120

Figura 5.2 - Esquema da câmara de compressão.....	121
Figura 5.3 - Esquema do modelo de válvulas. ....	127
Figura 5.4 - Vazamento na folga pistão-cilindro.....	129
Figura 5.5 - Algoritmo de solução do RECIP. ....	131
Figura 6.1 - Volumes de controle do modelo térmico MI. ....	137
Figura 6.2 - Esquema da interação entre os modelos. ....	140
Figura 6.3 - Algoritmo de solução do modelo integrado.....	143
Figura 6.5 - Eficiência volumétrica em função das temperaturas de evaporação e condensação. ....	146
Figura 6.6 - Eficiência isentrópica em função das temperaturas de evaporação e condensação. ....	147
Figura 6.7 - Temperatura da câmara de sucção em função das temperaturas de evaporação e condensação. ....	149
Figura 6.8 - Temperatura da parede do cilindro em função das temperaturas de evaporação e condensação. ....	149
Figura 6.9 - Relação entre a vazão mássica e a taxa de transferência de calor no filtro de sucção em função das temperaturas de evaporação e condensação. .....	150
Figura 6.10 - Temperatura do motor em função das temperaturas de evaporação e condensação: (a) $T_e = -10^\circ\text{C}$ ; (b) $T_e = -23,3^\circ\text{C}$ ; (c) $T_e = -35^\circ\text{C}$ ..	152
Figura 6.11 - Curvas de desempenho do motor de indução: (a) corrente no enrolamento principal do estator; (b) torque de eixo e (c) eficiência elétrica. .....	155
Figura 6.12 - Distribuição de perdas no motor de indução: (a) $-10^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$ ; (b) $-35^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$ .....	155
Figura 6.13 - (a) Eficiência elétrica em função do torque e do diâmetro do fio; (b) temperatura de motor em função do diâmetro do fio.....	156
Figura 6.14 - Previsão de eficiência volumétrica obtida pelos modelos MI- MES e MI-MEG. ....	158
Figura 6.15 - Previsão de torque obtida pelos modelos MI-MES e MI-MEG. .....	158
Figura 6.16 - Previsão da eficiência isentrópica obtida pelos modelos MI- MES e MI-MEG. ....	158
Figura 6.17 - Previsão da eficiência elétrica obtida pelos modelos MI-MES e MI-MEG. ....	158
Figura 6.18 - Temperatura de motor em função das temperaturas de evaporação e condensação: (a) $UAs$ diferentes; (b) mesmos $UAs$ .....	159
Figura 7.1 - (a) Esquema da interação térmica entre os componentes do compressor; (b) vista axissimétrica e (c) setor circular do motor.....	165
Figura 7.2 - Circuito térmico do motor. ....	167
Figura 7.3 - Esquema do estator com destaque para as resistências térmicas convectivas junto aos enrolamentos.....	169
Figura 7.4 - Vista (a) superior e (b) isométrica em corte do núcleo do estator. .....	170



Figura 7.5 - Fotografia do estator: destaque para o isolante dentro das ranhuras. ....	174
Figura 7.6 - Representação das resistências térmicas junto à geometria. ....	175
Figura 7.7 - Geometria do rotor. ....	182
Figura 7.8 - Fluxograma para ajuste da temperatura do rotor no procedimento de calibração. ....	184
Figura 7.9 - Fluxograma para o cálculo de $\beta$ . ....	185
Figura 7.10 - Previsões de eficiência volumétrica em função das temperaturas de evaporação e condensação obtidas pelos modelos MPC-MEG e MI-MEG. ....	186
Figura 7.11 - Previsões de eficiência isentrópica em função das temperaturas de evaporação e condensação obtidas pelos modelos MPC-MEG e MI-MEG. ....	186
Figura 7.12 - Temperaturas de componentes do motor x temperatura de condensação: (a) $T_e = -10^\circ\text{C}$ ; (b) $T_e = -23,3^\circ\text{C}$ ; (c) $T_e = -35^\circ\text{C}$ . ....	189
Figura 7.13 - Coeficientes de transferência de calor por convecção [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$ ] em componentes do motor em três condições de operação. ....	189
Figura 7.14 - Circuitos térmicos do motor nas condições (a) $-35^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$ , (b) $-23,3^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$ e (c) $-10^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$ . ....	191
Figura 8.1 - Torque (■) e corrente no enrolamento principal (●) em função da rotação. ....	196
Figura 8.2 - Temperaturas de componentes do motor nas condições (a) $-10^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$ e (b) $-35^\circ\text{C}/70^\circ\text{C}$ sob diferentes tensões de alimentação (MPC-MEG). ....	199
Figura 8.3 - Circuitos térmicos do motor na condição $-10^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$ sob tensão de (a) 228 V e (b) 197 V. ....	200
Figura 8.4 - Torque (■) e corrente no enrolamento principal (●) em função da rotação e do diâmetro do fio. ....	202
Figura 8.5 - Torque (■) e corrente no enrolamento principal (●) em função da rotação e do diâmetro do fio para diferentes números de espiras. ....	203
Figura 8.6 - Resistência do enrolamento principal do estator em função do diâmetro do fio. ....	204
Figura 8.7 - Corrente no enrolamento principal do estator em função do diâmetro do fio e da condição de carga. ....	205
Figura 8.8 - Eficiência elétrica em função do diâmetro do fio e da condição de carga. ....	207
Figura 8.9 - Temperatura média do motor em função do diâmetro do fio e da condição de carga. ....	207
Figura 8.10 - Temperatura dos componentes do motor em função do diâmetro do fio. ....	210
Figura 8.11 - Temperatura dos componentes do motor em função do diâmetro do fio (correlação laminar). ....	210
Figura 8.12 - Correntes nos enrolamentos principal (a) e auxiliar (b) do estator em função da condição de carga e da capacitância do capacitor permanente. ....	213

Figura 8.13 - Perdas elétricas no motor em função da capacitância do capacitor permanente: (a) distribuídas nos enrolamentos principal e auxiliar do estator; (b) total nos enrolamentos do estator e (c) no rotor e no núcleo do estator.....	215
Figura 8.14 - (a) Perda total e eficiência elétrica e (b) temperatura média do motor em função da capacitância do capacitor permanente e da condição de carga.....	216
Figura 8.15 - Temperaturas dos componentes do motor em função da capacitância do capacitor permanente e da condição de carga: (a) - 10°C/54,4°C; (b) -23,3°C/54,4°C; e (c) -35°C/54,4°C. ....	218
Figura 8.16 - Torque em função da rotação e da capacitância do capacitor permanente.....	220
Figura 8.17 - Variação da eficiência volumétrica com a capacitância do capacitor permanente (-23,3°C/54,4°C).....	220
Figura 8.18 - Variação da eficiência isentrópica com a capacitância do capacitor permanente (-23,3°C/54,4°C).....	221
Figura 8.19 - Torque (■) e corrente no enrolamento principal (●) em função da rotação e do comprimento do pacote de lâminas.....	223
Figura 8.20 - (a) Perdas nos componentes no motor e (b) perda Joule total no motor em função do comprimento de pacote e da condição de carga. ....	224
Figura 8.21 - (a) Eficiência elétrica e (b) temperatura média do motor em função do comprimento do pacote e da condição de operação. ....	225
Figura 8.22 - Temperatura dos componentes do motor em função do comprimento do pacote: (a) -10°C/54,4°C; (b) -23,3°C/54,4°C e (c) - 35°C/54,4°C.....	227
Figura 8.23 - Circuitos térmicos do motor na condição -23,3°C/54,4°C para $L_{stack}^*$ iguais a (a) 1 e (b) 0,63.....	228
Figura 8.24 - Variação da eficiência volumétrica com o comprimento de pacote e a condição de operação. ....	230
Figura 8.25 - Efeito da rotação e do superaquecimento sobre a eficiência volumétrica em (a) -10°C/54,4°C; (b) -23,3/54,4°C e (c) -35°C/54,4°C. ....	232
Figura 8.26 - Efeito da eficiência elétrica e do superaquecimento sobre a eficiência isentrópica em (a) -10°C/54,4°C; (b) -23,3/54,4°C e (c) - 35°C/54,4°C.....	234
Figura A.1 - Circuitos elétricos: princípio do motor de indução.....	252
Figura A.2 - Eixos magnético e de simetria de polo do enrolamento principal do estator. ....	254
Figura A.3 - Esquema do conjunto estator (E)/rotor (R) (Fitzgerald et al., 2006). ....	254
Figura A.4 - Curvas de torques direto, reverso e líquido. ..	255
Figura B.1 - Diagrama $p-h$ do ciclo de refrigeração e do ciclo quente. ....	258
Figura B.2 - Esquema do circuito térmico da bancada de ciclo quente. ....	258
Figura B.3 - Bancada de ciclo quente. ....	259
Figura B.4 - Pontos de medição de temperatura no compressor. ....	261
Figura B.5 - Alguns pontos de medição de temperatura no estator. ....	261

Figura B.6 - Fotos do compressor: destaque para os termopares inseridos nas ranhuras do estator. ....262



## LISTA DE TABELAS

Tabela 6.1 - Termos dos balanços de energia aplicados a cada componente do compressor no modelo MI. ....	139
Tabela 7.1 - Termos dos balanços de energia aplicados a cada componente do compressor no modelo MPC.....	166
Tabela 8.1 - Temperatura média do motor nas condições $-35^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$ e $-10^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ sob diferentes tensões de alimentação (MI-MEG). ....	195
Tabela 8.2 - Parâmetros de desempenho do motor na condição $-10^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ , sob as tensões de alimentação 228 V e 197 V. ....	197
Tabela 8.3 - Parâmetros de desempenho do motor na condição $-35^{\circ}\text{C}/70,0^{\circ}\text{C}$ , sob as tensões de alimentação 228 V e 255 V. ....	197
Tabela 8.4 - Inventário de perdas no motor em função da condição de carga e do diâmetro do fio do enrolamento principal do estator (MI-MEG). ....	206
Tabela 8.5 - Inventário de perdas no motor em função da condição de operação e do diâmetro do fio do enrolamento principal do estator (MPC-MEG). ....	209
Tabela 8.6 - Resistência elétrica do enrolamento principal do estator na condição de baixa carga ( $-35^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ ). ....	209
Tabela B.1 - Lista dos principais equipamentos da bancada de ciclo quente. ....	259
Tabela B.2 - Medições de temperatura no estator na condição $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ . ....	263



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

FEM	<i>Finite Element Method</i>
FMM	Força magnetomotriz
MEG	Modelo Elétrico Geral
MES	Modelo Elétrico Simplificado
MI	Modelo Térmico com abordagem integral para o motor (Motor Integral)
MI-MEG	Modelo Integrado formado pelos Modelo Térmico Motor Integral e o Modelo Elétrico Geral
MI-MES	Motor Integrado formado pelos Modelo Térmico Motor Integral e o Modelo Elétrico Simplificado
MI-Padrão	Motor Térmico Motor Integral sem acoplamento com modelo elétrico
MPC	Modelo Térmico com abordagem de parâmetros concentrados para o motor (Motor Parâmetros Concentrados)
MPC-MEG	Modelo Integrado formado pelos Modelo Térmico Motor Parâmetros Concentrados e o Modelo Elétrico Geral
MVP	<i>Magnetic Vector Potential</i>
MWR	<i>Method of Weighted Residuals</i>
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
RECIP	Modelo termodinâmico do ciclo de compressão
TEFC	<i>Totally Enclosed Fan Cooled</i>
TNW	<i>Thermal Network</i>
TTM	<i>Temperature-Time Method</i>





## LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

$A$	$[m^2]$	Área
$b$	$[m]$	Largura
$B$	$[T]$	Amplitude da densidade de fluxo magnético
$d$	$[m]$	Diâmetro do fio
$c_p$	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	Calor específico à pressão constante
$c_v$	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	Calor específico a volume constante
$C$	$[F]$	Capacitância elétrica
$D$	$[m]$	Diâmetro
$e$	$[J.kg^{-1}]$	Energia específica
$f$	$[Hz]$	Frequência
$f_e$	$[Hz]$	Frequência de alimentação
$FMM$	$[A.e]$	Força magnetomotriz
$g$	$[-]$	Fator de redução de fluxo magnético
$h$	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$ ou $[J.kg^{-1}]$	Coefficiente de transferência de calor ou Entalpia específica
$H$	$[A.e.m^{-1}]$	Intensidade de campo magnético
$i$	$[A]$	Corrente elétrica instantânea (onda)
$I$	$[A]$	Corrente elétrica eficaz
$j$	$[-]$	Indicador da parcela imaginária de um número complexo
$k$	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$	Condutividade térmica ou Coeficiente de ajuste de modelos
$k_c$	$[-]$	Fator de Carter
$L$	$[m]$ ou $[H]$	Comprimento ou Indutância
$m$	$[kg]$	Massa
$\dot{m}$	$[kg.s^{-1}]$	Vazão mássica
$N$	$[ranhuras]$	Número de ranhuras
$NC_{slot,i}$	$[ranhuras]$	Número de condutores na ranhura “i”
$NCE$	$[ranhuras]$	Número de condutores efetivos
$NEE$	$[ranhuras]$	Número de espiras efetivas
$NTE$	$[ranhuras]$	Número total de espiras do estator
$NTR$	$[ranhuras]$	Número total de espiras do rotor
$Nu$	$[-]$	Número de Nusselt
$p$	$[Pa]$	Pressão
$P$	$[par\ de\ polo]$	Pares de polos magnéticos

$Pr$	[-]	Número de Prandtl
$\dot{Q}$	[W]	Taxa de transferência de calor/taxa de geração de calor
$R$	[m] ou [ $\Omega$ ] ou [K.W <sup>-1</sup> ]	Raio ou Resistência elétrica ou Resistência térmica
$Re$	[-]	Número de Reynolds
$s$	[-]	Escorregamento
$t$	[s] ou [m]	Tempo ou Espessura
$T$	[K]	Temperatura
$Ta$	[-]	Número de Taylor
$u$	[J.kg <sup>-1</sup> ]	Energia interna específica ou Incerteza padrão
$U$		Incerteza expandida
$UA$	[W.K <sup>-1</sup> ]	Condutância térmica global
$v$	[V]	Tensão instantânea (onda)
$V$	[m <sup>3</sup> ] ou [m.s <sup>-1</sup> ] ou [V]	Volume ou Velocidade ou Tensão eficaz
$V_{in}$	[V]	Tensão de alimentação eficaz
$w$	[m]	Profundidade
$W'$	[J]	Co-energia
$\dot{W}$	[W]	Taxa de realização de trabalho (potência)
$X$	[ $\Omega$ ]	Reatância
$Z$	[ $\Omega$ ]	Impedância elétrica

Alfabeto grego:

$\alpha, \beta$	[-]	Coefficientes de ajuste para velocidades características
$\gamma$	[-]	Razão de calores específicos
$\delta$	[m]	Folga de entreferro
$\varepsilon$	[V]	Tensão induzida ou Critério de convergência
$\eta$	[-]	Eficiência
$\theta$	[rad]	Ângulo mecânico (deslocamento angular)
$\theta_e$	[rad]	Ângulo elétrico
$\theta_{rot,i}$	[rad]	Ângulo entre uma ranhura “i” e o eixo do rotor

$\theta_{sta,i}$	[rad]	Ângulo entre uma ranhura “i” e o eixo de simetria do polo do enrolamento
$\lambda$	[Wb]	Fluxo concatenado
$\mu_0$	[H.m <sup>-1</sup> ]	Permeabilidade magnética
$\nu$	[m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ] ou [-]	Viscosidade cinemática ou Número de graus de liberdade
$\rho$	[kg.m <sup>-3</sup> ] ou [Ω.m]	Densidade ou Resistividade elétrica
$\tau$	[N.m]	Torque
$\varphi$	[-] ou [rad]	Fator de sucção direta ou Ângulo de fase
$\phi$	[Wb] ou [-]	Fluxo magnético ou Fator de área de ranhura
$\omega$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	Velocidade angular/rotação
$\omega_s$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	Rotação síncrona (nominal)
$\omega_e$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	Rotação correspondente à frequência $f_e$

#### Índices subscritos:

$0$	Referência
$1$	Enrolamento 1 do rotor
$2$	Enrolamento 2 do rotor
$A$	Enrolamento auxiliar de perda no núcleo
$ag$	Entreferro
$Al$	Referente à parcela de dispersão da indutância do enrolamento auxiliar de perda no núcleo
$aux$	Enrolamento auxiliar do estator
$b$	Mecânica
$bar$	Barra do rotor
$bd$	Refluxo na descarga
$bs$	Refluxo na sucção
$c$	Condensação ou Colarinho
$cap$	Capacitor
$coil$	Cabeça de bobina
$core$	Núcleo do estator
$d$	Fluxo no orifício de descarga
$dc$	Câmara de descarga
$dl$	Linha de descarga

<i>e</i>	Evaporação ou Externo
<i>ee</i>	Ambiente externo
<i>ele</i>	Elétrica
<i>eq</i>	Equivalente
<i>exp</i>	Experimental
<i>g</i>	Gás na câmara de compressão
<i>h</i>	Carcaça
<i>i</i>	Interno
<i>ie</i>	Gás no ambiente interno do compressor
<i>ind</i>	Indicada
<i>l</i>	Vazamento na folga pistão-cilindro
<i>m</i>	Motor ou Magnetização
<i>M</i>	Enrolamento principal de perda no núcleo
<i>m, dm</i>	Média do filtro de descarga
<i>m, dt</i>	Média do tubo de descarga
<i>main</i>	Enrolamento principal do estator
<i>Ml</i>	Referente à parcela de dispersão da indutância do enrolamento principal de perda no núcleo
<i>n</i>	Pescoço
<i>pis</i>	Pistão
<i>r</i>	Requerido pelo compressor
<i>ring</i>	Anel do rotor
<i>rot</i>	Rotor
<i>s</i>	Fluxo no orifício de sucção ou Isentrópica (para parâmetros termodinâmicos) ou Sapata (para parâmetros do motor)
<i>sc</i>	Câmara de sucção
<i>sh</i>	Eixo
<i>sl</i>	Linha de sucção
<i>slot</i>	Ranhuradas
<i>sm</i>	Filtro de sucção
<i>sta</i>	Enrolamentos do estator
<i>stack</i>	Pacote de lâminas
<i>t</i>	Dentes do núcleo do estator ou Termodinâmica ( $\eta_t$ )
<i>v</i>	Volumétrica
<i>w</i>	Parede do cilindro

$y$  Coroa do núcleo do estator  
 $zz$  Zig-zag

Índices sobrescritos:

$\wedge$  Fasor  
 $+$  Campo direto  
 $-$  Campo reverso  
 $'$  Referido ao estator  
 $''$  Aparente  
 $*$  Normalizado (para parâmetro geométrico)  
ou Complexo conjugado (para parâmetro elétrico)  
 $h$  Convecção  
 $k$  Condução  
 $i$  Instantâneo  
 $r$  Direção radial  
 $s$  Entropia  
 $z$  Direção axial



## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>35</b>
1.1	Considerações Iniciais .....	35
1.2	Modelo Integrado do Compressor .....	44
1.3	Objetivo Geral .....	45
1.4	Organização da Tese .....	45
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>47</b>
2.1	Modelos Térmicos de Compressores.....	47
2.1.1	Modelos baseados em formulação integral .....	47
2.1.2	Modelos baseados em formulação diferencial .....	51
2.1.3	Modelos baseados em formulação híbrida .....	53
2.2	Modelos Térmicos e Termoelétricos de Motores Elétricos ...	55
2.3	Modelos Integrados de Compressores .....	61
2.4	Contribuições do Presente Trabalho .....	64
<b>3</b>	<b>MODELO ELÉTRICO SIMPLIFICADO .....</b>	<b>67</b>
3.1	Circuito Equivalente .....	67
3.2	Determinação da Perda no Núcleo do Estator .....	71
3.3	Determinação dos Parâmetros do Circuito .....	77
3.3.1	Resistências elétricas.....	77
3.3.2	Reatâncias .....	81
3.4	Validação do Modelo MES .....	86
<b>4</b>	<b>MODELO ELÉTRICO GERAL .....</b>	<b>91</b>
4.1	Modelo MEG sem Perdas no Núcleo .....	92
4.2	Modelo MEG com Perdas no Núcleo .....	102
4.3	Determinação dos Parâmetros Eletromagnéticos do MEG	106
4.4	Calibração do Modelo MEG.....	110
4.5	Validação do Modelo MEG .....	114
<b>5</b>	<b>MODELO DO CICLO DE COMPRESSÃO.....</b>	<b>119</b>
5.1	Modelo para o Volume da Câmara de Compressão.....	119
5.2	Modelo para as Propriedades Termodinâmicas no Interior da Câmara de Compressão.....	120
5.3	Modelo para Deslocamento das Válvulas de Sucção e Descarga .....	126
5.4	Modelo para Vazões Mássicas nos Orifícios e Folga Pistão- Cilindro .....	127
5.5	Procedimento de Solução .....	129
<b>6</b>	<b>MODELO TÉRMICO INTEGRAL.....</b>	<b>135</b>
6.1	Modelo Térmico Motor Integral (MI) .....	135
6.2	Acoplamento entre Modelos e Procedimento de Solução....	140
6.3	Validação dos Modelos Integrados MI-MES e MI-MEG ...	144

6.3.2	Validação do modelo MI-MES.....	145
6.3.3	Validação do modelo MI-MEG.....	157
<b>6.4</b>	<b>Considerações Finais .....</b>	<b>160</b>
<b>7</b>	<b>MODELO TÉRMICO DE PARÂMETROS CONCENTRADOS PARA O MOTOR.....</b>	<b>163</b>
<b>7.1</b>	<b>Modelo Térmico de Parâmetros Concentrados do Motor (MPC) .....</b>	<b>163</b>
<b>7.2</b>	<b>Determinação das Condutâncias Térmicas <math>UA_{ij}^*</math> .....</b>	<b>164</b>
7.2.1	Núcleo do estator e ambiente interno ( $UA_{8,6}^*$ ).....	167
7.2.2	Núcleo e enrolamentos do estator ( $UA_{8,9}^*$ ).....	172
7.2.3	Rotor e núcleo do estator ( $UA_{8,10}^*$ ).....	175
7.2.4	Rotor e enrolamentos do estator ( $UA_{9,10}^*$ ).....	177
7.2.5	Enrolamentos e ambiente interno ( $UA_{9,6}^*$ ).....	178
7.2.6	Rotor e ambiente interno ( $UA_{10,6}^*$ ).....	180
<b>7.3</b>	<b>Calibração do Modelo MPC.....</b>	<b>182</b>
7.3.1	Ajuste da temperatura do rotor .....	183
7.3.2	Determinação dos fatores $\alpha$ e $\beta$ .....	183
<b>7.4</b>	<b>Validação do Modelo MPC e Análises Preliminares.....</b>	<b>185</b>
<b>7.5</b>	<b>Considerações Finais .....</b>	<b>192</b>
<b>8</b>	<b>ANÁLISE PARAMÉTRICA COM FOCO NOS DESEMPENHOS DO MOTOR E DO COMPRESSOR.....</b>	<b>193</b>
<b>8.1</b>	<b>Efeito da Tensão de Alimentação .....</b>	<b>194</b>
<b>8.2</b>	<b>Efeito do Diâmetro do Fio do Enrolamento Principal.....</b>	<b>201</b>
<b>8.3</b>	<b>Efeito do Capacitor Permanente .....</b>	<b>212</b>
8.3.1	Efeito sobre o desempenho do motor .....	212
8.3.2	Efeito sobre as eficiências volumétrica e isentrópica .....	219
<b>8.4</b>	<b>Efeito do Comprimento do Pacote de Lâminas.....</b>	<b>222</b>
8.4.1	Efeito sobre o desempenho do motor .....	222
8.4.2	Efeito sobre as eficiências volumétrica e isentrópica .....	229
<b>8.5</b>	<b>Considerações Finais .....</b>	<b>235</b>
<b>9</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>237</b>
<b>9.1</b>	<b>Conclusões .....</b>	<b>237</b>
<b>9.2</b>	<b>Sugestões para Trabalhos Futuros .....</b>	<b>240</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>243</b>
	<b>APÊNDICE A PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO MOTOR DE INDUÇÃO.....</b>	<b>251</b>
	<b>APÊNDICE B TESTES EXPERIMENTAIS.....</b>	<b>257</b>
<b>B.1</b>	<b>Bancada Experimental .....</b>	<b>257</b>
<b>B.2</b>	<b>Instrumentação do Compressor .....</b>	<b>260</b>



<b>B.3 Procedimento de Teste .....</b>	<b>262</b>
<b>B.4 Análise das Incertezas de Medição.....</b>	<b>264</b>



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Considerações Iniciais

Compressores são máquinas empregadas para o aumento da pressão e a movimentação de um fluido de trabalho em um sistema específico. O compressor alternativo é um dos mais difundidos e seu princípio de operação é baseado no deslocamento de um pistão dentro de um cilindro, alternando movimentos de compressão e expansão.

A Figura 1.1 ilustra um esquema do compressor e do seu respectivo diagrama indicado,  $p-V$ . O ciclo de compressão é composto de processos sucessivos, descritos com auxílio da Figura 1.1. Primeiramente, destaca-se o processo de expansão (AB), onde o pistão parte do ponto morto superior (PMS) em direção ao ponto morto inferior (PMI), aumentando o volume da câmara de compressão. Esse movimento provoca a redução contínua da pressão do gás no interior da câmara até que esta atinja a pressão da câmara de sucção, quando então a válvula de sucção abre e o processo de admissão, ou sucção, é estabelecido. Em geral, esse processo ocorre até que o pistão atinja o PMI (BC), quando há a inversão no sentido de seu movimento, a válvula de sucção fecha e o processo de compressão é iniciado. Durante esse processo, a pressão no interior da câmara de compressão é aumentada até se igualar à pressão da câmara de descarga (CD), ocorrendo então a abertura da válvula e o respectivo processo de descarga (DA). A válvula fecha quando o pistão alcança o PMS, completando o ciclo de compressão.

Além do conjunto pistão-cilindro, o compressor é constituído de filtros acústicos, mecanismo de acionamento e motor elétrico. Os filtros acústicos são posicionados a montante do orifício de sucção e a jusante do orifício de descarga e servem para amortecer as pulsações de pressão geradas pelo movimento do pistão e dinâmica de válvulas, atenuando o ruído. Na grande maioria dos compressores alternativos, o mecanismo de acionamento é do tipo biela-manivela e atua na conversão do movimento rotacional do eixo no deslocamento alternado do pistão. O motor elétrico é responsável pela conversão eletromecânica de energia, sendo alimentado por uma rede elétrica e fornecendo o torque necessário para girar o eixo. No caso do compressor hermético, todos os componentes são acomodados no interior de uma carcaça selada. A Figura 1.2 identifica os

principais componentes de um compressor alternativo hermético de refrigeração.

Os compressores alternativos são largamente empregados em sistemas de refrigeração doméstica e comercial. Dados levantados pelo PROCEL (2007) para o ano-base de 2005 apontam que 10% do consumo de energia elétrica no Brasil decorreu do uso de sistemas de refrigeração doméstica, ou seja, sem contabilizar as aplicações comerciais. Em virtude desse número expressivo, projetistas de compressores e sistemas têm desenvolvido produtos mais eficientes nas últimas décadas. Segundo dados de um novo relatório do PROCEL (2015), houve uma diminuição de até 26% do consumo de energia dos refrigeradores domésticos entre os anos de 2000 e 2014. Embora esse dado represente um avanço considerável, há esforços no desenvolvimento de compressores e sistemas de refrigeração cada vez mais eficientes, motivado por regulamentações que visam o aumento da sustentabilidade energética.

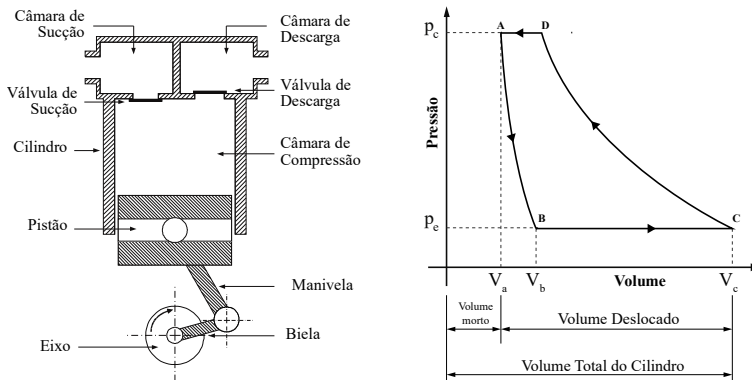


Figura 1.1 - Esquema do compressor e diagrama indicado ( $p-V$ ).

Dentre os componentes do sistema de refrigeração, o compressor é o que efetivamente consome energia. O desempenho de um compressor é avaliado a partir de dois parâmetros globais: eficiência volumétrica,  $\eta_v$ , e eficiência isentrópica global,  $\eta_s$ . A eficiência volumétrica é um parâmetro que indica a razão entre a vazão mássica real fornecida pelo compressor,  $\dot{m}$ , e a vazão mássica ideal,  $\dot{m}_{th}$  (Gosney, 1982):

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} = \frac{\dot{m}}{\rho_{sl} \omega_s V_{sw}} \quad (1.1)$$

em que  $\rho_{sl}$  é a densidade do gás na linha de sucção, antes de entrar no compressor, e  $\omega_s$  é a velocidade angular (ou rotação) nominal do compressor.

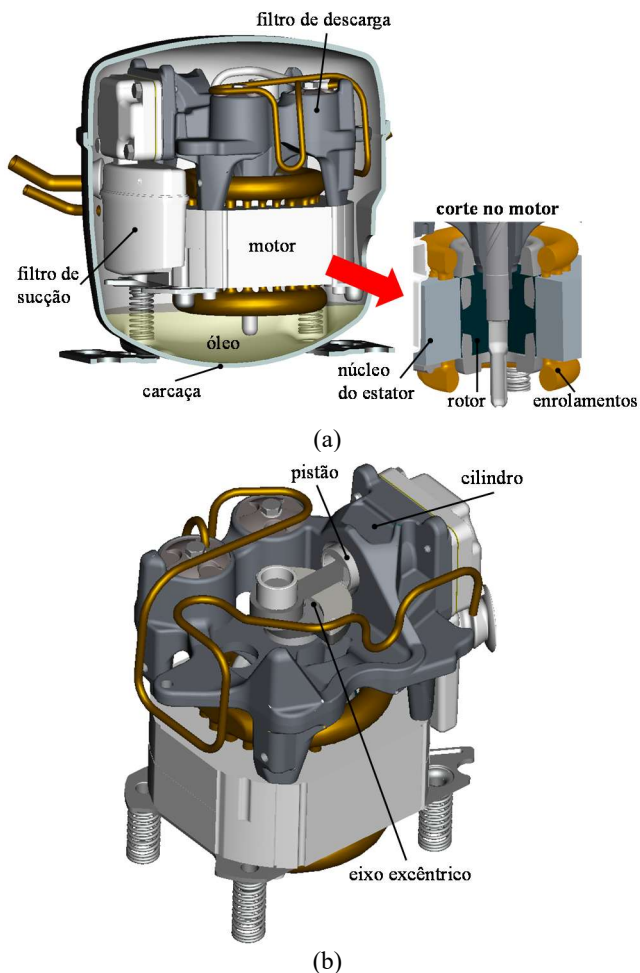


Figura 1.2 - Vistas tridimensionais de um compressor alternativo hermético de refrigeração: (a) região lateral, com corte no motor; (b) região traseira.

Os principais fatores que reduzem a vazão mássica de compressores alternativos são: volume morto na câmara de compressão, vazamentos em folgas, refluxos em válvulas, atrito viscoso no escoamento nos sistemas de sucção e descarga, escorregamento do motor e superaquecimento do fluido refrigerante.

O volume morto é a porção de volume residual da câmara de compressão quando o pistão atinge o PMS, ao final do processo de descarga. A massa residual contida nesse volume e à alta pressão causa um atraso na abertura da válvula de sucção, pois necessita ser expandida até que as pressões das câmaras de compressão e de sucção se igualem, causando uma redução na quantidade de gás admitida e, portanto, na vazão no processo de sucção. Vazamentos ocorrem na folga entre pistão e cilindro e refluxos surgem quando as válvulas apresentam dinâmicas inadequadas à operação do compressor. O atrito viscoso nos sistemas de sucção e descarga impõe uma restrição ao escoamento e, assim, também causa uma redução na vazão do compressor. O escorregamento do motor, inerente ao seu princípio de funcionamento (vide Apêndice A), implica na redução da rotação, e assim, da vazão mássica bombeada. Finalmente, o superaquecimento do gás refrigerante provoca uma redução na sua densidade e, por conseguinte, uma menor quantidade de massa é admitida pelo volume deslocado do compressor.

Neste trabalho, a eficiência isentrópica global é definida como a razão entre a potência de um processo de compressão isentrópica,  $\dot{W}_s$ , e a potência elétrica efetivamente consumida pelo compressor,  $\dot{W}$ :

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}} = \frac{\dot{m}(h_c^{S=S_{sl}} - h_{sl})}{\dot{W}} \quad (1.2)$$

em que  $h_{sl}$  é a entalpia específica do gás avaliada na pressão de evaporação e temperatura da linha de sucção e  $h_c^{S=S_{sl}}$  é a entalpia específica do gás na pressão de condensação e entropia específica da linha de sucção. Existem vários fatores que afetam a eficiência isentrópica, os quais podem ser classificados em três grupos principais: perdas termodinâmicas, perdas mecânicas e perdas elétricas. O primeiro grupo reúne perdas associadas ao ciclo de compressão e originadas por restrições nos sistemas de sucção e de descarga, vazamentos e refluxos nas válvulas e superaquecimento do gás. A relação entre a potência isentrópica e a potência real de compressão do gás, ou potência indicada,  $\dot{W}_{ind}$ , define a eficiência termodinâmica do ciclo de compressão:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{ind}} \quad (1.3)$$

A Figura 1.3a ilustra o diagrama  $p$ - $V$  de um compressor destacando em linha cheia o trabalho ideal de compressão isentrópico e em linha pontilhada o trabalho indicado, os quais multiplicados pela frequência de operação resultam nas respectivas potências isentrópica e indicada. A Figura 1.3b apresenta a distribuição das perdas termodinâmicas para um compressor usado em refrigeração doméstica de capacidade 900 Btu/h (Ribas Jr. *et al.*, 2008). A principal parcela de perda se deve ao superaquecimento do gás na sucção, representando quase 50% do total.

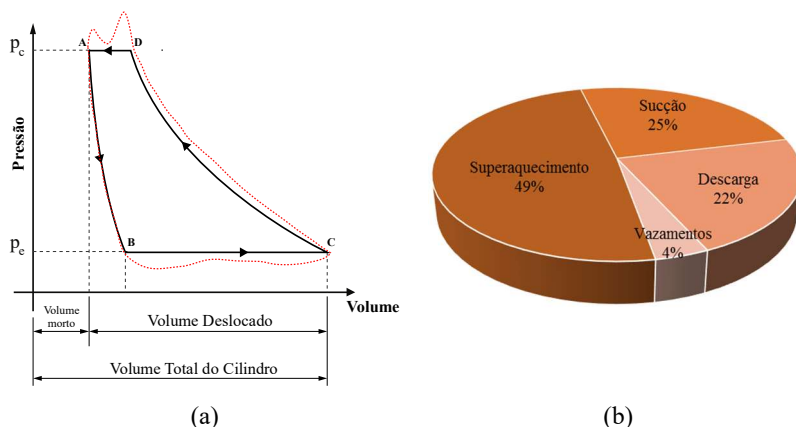


Figura 1.3 - (a) Diagrama  $p$ - $V$ , com destaque para o trabalho ideal de compressão isentrópico e o trabalho indicado; (b) inventário de perdas termodinâmicas.

As perdas mecânicas em compressores ocorrem devido ao atrito em mancais e bomba de óleo lubrificante. Devido às perdas mecânicas, a potência de eixo entregue pelo motor,  $\dot{W}_{sh}$ , é superior à potência indicada. Assim, define-se a eficiência mecânica da seguinte forma:

$$\eta_b = \frac{\dot{W}_{ind}}{\dot{W}_{sh}} \quad (1.4)$$

Por fim, as perdas elétricas estão associadas ao processo de conversão eletromecânica de energia no motor. No presente trabalho, o compressor é acionado por um motor de indução de alimentação monofásica. As perdas em um motor de indução são divididas em dois grupos principais: perdas fixas e perdas variáveis com a carga. As perdas fixas dependem da tensão e da frequência de alimentação, destacando-se as perdas por histerese e correntes de Foucault, que compõem as perdas nos núcleos do estator e do rotor. Por outro lado, as perdas variáveis com a carga dependem das correntes que circulam nos condutores. Dentre elas, as perdas por efeito Joule nos enrolamentos principal e auxiliar do estator e do rotor são as mais relevantes. Finalmente, as perdas suplementares estão associadas a fenômenos complexos em motores, como a geração de harmônicas de ordem superior de forças magnetomotrizes, as quais são de difícil determinação e, via de regra, pouco representativas. A Figura 1.4 mostra imagens do motor, destacando seus componentes (núcleo e enrolamentos do estator e do rotor). O Apêndice A apresenta uma breve descrição sobre o princípio de funcionamento do motor de indução.

Considerando as diferentes perdas elétricas, pode-se definir a eficiência elétrica, ou eficiência do motor,  $\eta_{ele}$ , como a razão entre a potência de eixo e a potência elétrica consumida:

$$\eta_{ele} = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{W}} \quad (1.5)$$

Combinando as Equações (1.3), (1.4), (1.5) na Equação (1.2), conclui-se que a eficiência isentrópica global é o produto das eficiências elétrica, mecânica e termodinâmica ( $\eta_s = \eta_t \eta_b \eta_{ele}$ ).

Em geral, o projeto do motor de indução é conduzido de modo a maximizar sua eficiência, atendendo requisitos de torque e rotação. A eficiência elétrica varia com o torque (carga) e a temperatura do motor (Figura 1.5a). O impacto da temperatura sobre a eficiência se deve ao fato de as perdas elétricas dependerem da temperatura, sobretudo, as perdas por efeito Joule. Tais perdas estão associadas à corrente que circula pelos enrolamentos e à resistência elétrica dos mesmos. A resistência elétrica é função das dimensões do enrolamento e de sua resistividade elétrica, esta última sendo uma propriedade do material. Geralmente, a resistividade dos materiais aumenta com a temperatura, e assim também as perdas Joule, reduzindo a eficiência do motor. A Figura 1.5a mostra que o efeito da temperatura sobre a eficiência aumenta com a carga, pois as perdas



Joule se tornam mais representativas nessas condições. Para esse caso em particular, nota-se uma redução de eficiência que chega a 1% a cada incremento de 20°C na temperatura do motor.

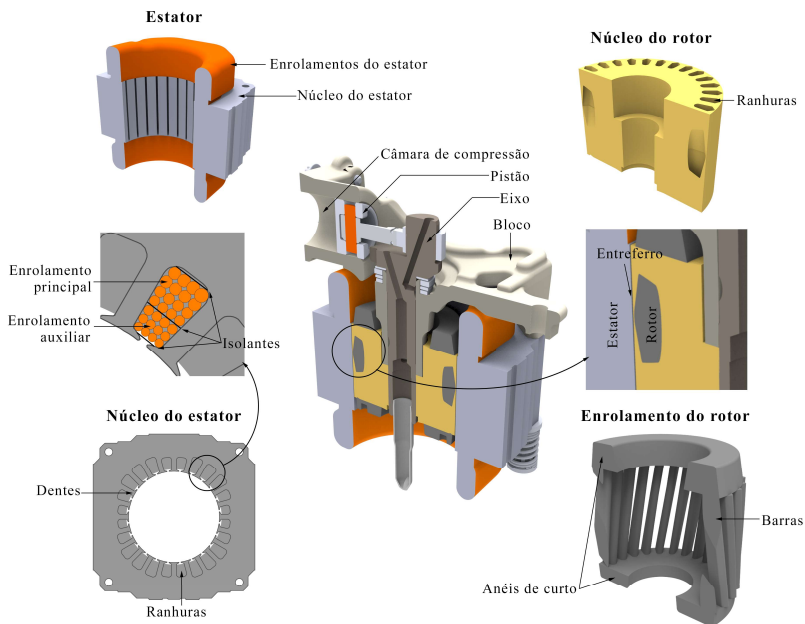


Figura 1.4 - Componentes do motor de indução.

A velocidade,  $\omega$ , do motor varia com o torque e a temperatura (Figura 1.5b). A rotação diminui com o aumento do torque devido ao escorregamento do motor. Nota-se ainda que a rotação diminui com o aumento da temperatura e, sob carga elevada, a redução chega a 0,3% por incremento de 20°C.

Embora a eficiência elétrica afete diretamente a eficiência isentrópica global, existem outros efeitos sobre os parâmetros de desempenho do compressor. Como comentado, o superaquecimento do gás na sucção é um dos principais fatores que reduzem as eficiências volumétrica e termodinâmica do compressor. O superaquecimento resulta da troca de calor entre o escoamento do gás refrigerante e os componentes internos do compressor, dentre eles, o motor de indução. Portanto, motores mais eficientes geram menos calor e contribuem para a redução do superaquecimento do gás, melhorando o desempenho termodinâmico do compressor. Além do efeito da eficiência elétrica, a variação da rotação

com a carga e a temperatura afetam diretamente a vazão de massa disponibilizada pelo compressor, e conseqüentemente sua eficiência volumétrica.

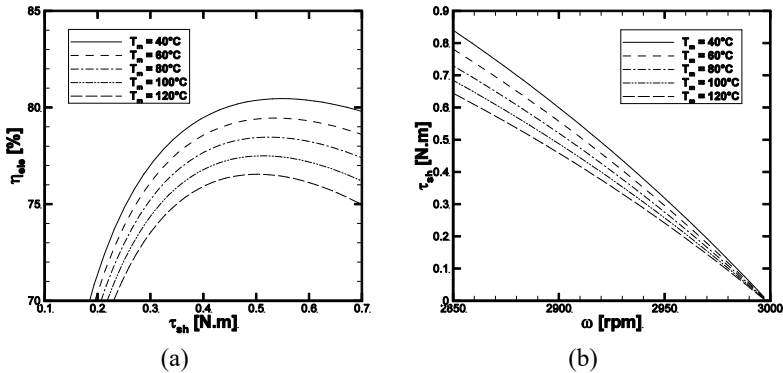


Figura 1.5 - Curvas de (a) eficiência elétrica em função do torque e (b) torque em função da rotação, para um motor operando em regime permanente.

Apesar de a eficiência representar um parâmetro muito importante no desempenho do compressor, existem outros fatores que devem ser considerados no seu projeto. Atualmente, observa-se uma tendência de redução de custos de fabricação impulsionada pela competitividade de mercado. Os fabricantes têm reduzido significativamente a quantidade de matéria-prima, tornando seus produtos cada vez menores. Entretanto, a redução das dimensões do compressor resulta no aumento de temperatura de seus componentes, inclusive do motor, que é um dos parâmetros críticos relacionados à confiabilidade.

Outro aspecto associado à confiabilidade é a demanda por compressores para largas faixas de aplicação, requerendo motores aptos para operar sob condições extremas de carga. Porém, como a eficiência do motor é variável com o torque, ampliar a sua faixa de aplicação implica em submeter o motor a condições em que sua eficiência é menor, elevando a sua temperatura. A Figura 1.6 ilustra o efeito da ampliação da faixa de aplicação sobre a eficiência do motor.

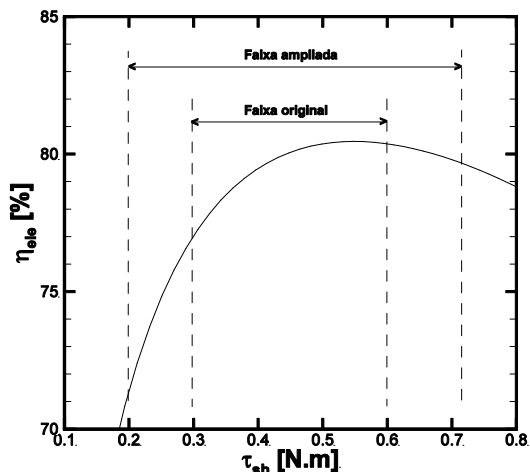


Figura 1.6 - Efeito da ampliação da faixa de aplicação sobre a eficiência do motor.

Considerando os parâmetros que influenciam no desempenho do compressor, fica evidente a existência de interações entre fenômenos físicos de diferentes naturezas. Por exemplo, o ciclo de compressão, a transferência de calor entre componentes e a operação do motor elétrico estão interligados. Logo, é imprescindível compreender como ocorrem essas interações, a fim de identificar oportunidades para a melhoria de desempenho do compressor. Nesse sentido, o desenvolvimento de modelos de simulação integrada, que consideram o acoplamento entre os fenômenos, é de fundamental importância, pois esses modelos permitem a realização de análises quantitativas sem o alto custo de experimentos em protótipos. Dentre as análises que podem ser realizadas com o modelo integrado, destaca-se o efeito da variação de parâmetros geométricos e operacionais sobre as temperaturas de componentes e as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor.

## 1.2 Modelo Integrado do Compressor

O modelo integrado compreende três modelos matemáticos para previsão dos fenômenos específicos que ocorrem simultaneamente no interior do compressor: i) modelo termodinâmico para previsão do ciclo de compressão; ii) modelo térmico para calcular a distribuição de temperatura no compressor; iii) modelo elétrico para avaliar o desempenho do motor.

A integração desses modelos ocorre a partir da troca de dados. Dentre os dados de entrada para simulação do ciclo de compressão, estão as temperaturas de alguns componentes do compressor e a rotação, as quais são calculadas pelos modelos térmico e elétrico, respectivamente. Por outro lado, o modelo térmico necessita de dados previstos pelo modelo termodinâmico, tais como vazão mássica e potência indicada, e as taxas de geração de calor internas em componentes do motor, calculadas pelo modelo elétrico. Finalmente, alguns dos dados de entrada do modelo elétrico são o torque requerido pelo compressor e a temperatura do motor, ou de seus componentes, para cálculo das resistências dos enrolamentos. A Figura 1.7 mostra um esquema da troca de dados entre os três modelos que constituem o modelo integrado do compressor.

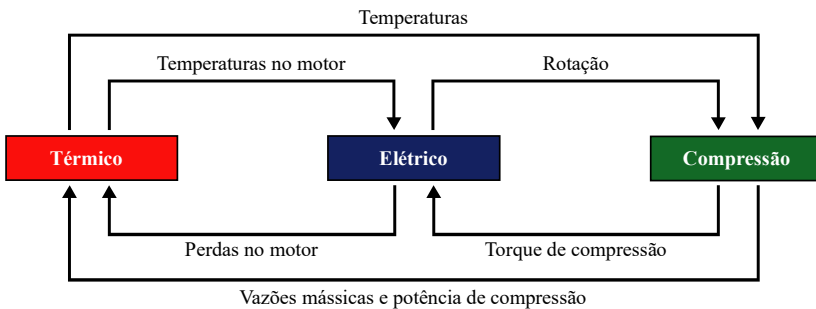


Figura 1.7 - Troca de dados entre os modelos.

### **1.3 Objetivo Geral**

O objetivo principal da presente tese é o desenvolvimento de modelos integrados de simulação de compressores, formados pelo acoplamento de três modelos específicos: modelo termodinâmico para o ciclo de compressão, modelo térmico para a distribuição de temperatura do compressor e modelo elétrico para a operação do motor de indução. Duas abordagens de modelo integrado são propostas de acordo com a modelagem térmica do motor. Uma delas representa o motor por um único valor de temperatura e a outra permite a avaliação de temperaturas em diferentes componentes do motor.

### **1.4 Organização da Tese**

Na sequência deste documento, o capítulo 2 detalha a revisão bibliográfica de trabalhos que abordam a modelagem térmica de compressores, bem como a modelagem térmica/termoelétrica de motores elétricos e os poucos estudos sobre a modelagem integrada de compressores com um modelo elétrico para o motor. Em seguida, os capítulos 3 e 4 descrevem os modelos elétricos simplificado e geral, respectivamente, utilizados para prever os parâmetros de desempenho do motor. O capítulo 5 detalha o modelo termodinâmico para o ciclo de compressão. O capítulo 6 apresenta o modelo térmico integral bem como o acoplamento entre o mesmo e os modelos elétrico e termodinâmico, originando um dos modelos integrados. O capítulo 7 detalha o modelo térmico de parâmetros concentrados para o motor, o qual permite a previsão da temperatura de componentes como rotor, enrolamentos e núcleo do estator. O capítulo 8 é dedicado a análises da influência de parâmetros operacionais do compressor e geométricos do motor sobre a temperatura média do motor e de seus componentes bem como sobre as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor. Finalmente, as principais conclusões e sugestões para trabalhos futuros são indicadas no capítulo 9.



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os trabalhos revisados foram classificados em três grupos: i) modelagem térmica de compressores, ii) modelagem térmica/termoelétrica de motores elétricos e iii) modelagem integrada de compressores. O primeiro grupo aborda o desenvolvimento de modelos térmicos seguindo formulações integrais, diferenciais e híbridas para a determinação das temperaturas de componentes de compressores. O segundo grupo contempla a caracterização térmica/termoelétrica de motores elétricos, em geral a partir de formulações integrais e diferenciais. O terceiro grupo compreende os modelos integrados de compressores que adotam uma modelagem elétrica para o motor. O presente trabalho está inserido no contexto do terceiro grupo.

### 2.1 Modelos Térmicos de Compressores

#### 2.1.1 Modelos baseados em formulação integral

Brok *et al.* (1980) apresentaram um dos primeiros trabalhos sobre a modelagem da transferência de calor em compressores. Balanços de energia foram aplicados a volumes de controle formados para as câmaras de compressão, de sucção e de descarga. A troca de calor no interior da câmara de compressão foi avaliada através da correlação de Adair *et al.* (1972). A transferência de calor nas demais câmaras foi estimada com base em outras correlações disponíveis na literatura. O modelo foi desenvolvido para compressor do tipo aberto e algumas fontes de geração de calor importantes em compressores herméticos, tal como o motor elétrico, não foram consideradas.

Meyer e Thompson (1990) desenvolveram um modelo para calcular as temperaturas de componentes de um compressor alternativo de refrigeração doméstica. O modelo foi baseado na formulação integral em regime permanente da equação da conservação da energia aplicada a seis volumes de controle no interior do compressor. A interação térmica entre os volumes foi modelada através de coeficientes de transferência de calor extraídos de dados experimentais, com exceção aos coeficientes entre a carcaça e sua vizinhança externa, os quais foram obtidos de correlações da literatura. Os autores realizaram análises paramétricas das temperaturas dos componentes, vazão mássica e potência específica de compressão em função do fator de mistura de gás na sucção. Esse fator de mistura foi introduzido como forma de representar quantitativamente o conceito do sistema de sucção do compressor, variando de 0 para sucção

indireta, com mistura total do gás proveniente do evaporador com o gás no interior da carcaça, a 1 para sucção direta, com admissão direta do gás proveniente do evaporador para o interior do sistema de sucção. Os resultados apresentaram as mesmas tendências observadas em medições, mas com algumas discordâncias que Meyer e Thompson (1990) atribuíram à modelagem inadequada da transferência de calor nas câmaras de sucção, de compressão e de descarga. Segundo os autores, um balanço de energia transiente na câmara de compressão forneceria resultados mais precisos do que os alcançados pelo modelo, no qual a compressão foi caracterizada por um valor fixo de eficiência isentrópica obtido de dados experimentais.

Todescat *et al.* (1992) propuseram um modelo térmico para o compressor semelhante àquele de Meyer e Thompson (1990). A diferença principal está associada à abordagem do ciclo de compressão. Os autores modelaram a câmara de compressão através de uma formulação integral em regime transiente da equação da conservação da energia, permitindo prever a temperatura instantânea do gás ao longo do ciclo de compressão. O coeficiente de transferência de calor entre o gás e o cilindro, requerido para a solução do balanço de energia, foi avaliado a partir de diferentes correlações da literatura como, por exemplo, as propostas de Annand (1963) e de Adair *et al.* (1972). A interação térmica entre os demais componentes foi modelada através de coeficientes globais de troca de calor, obtidos com o auxílio de medições de temperatura em diversas partes do compressor. A Figura 2.1 ilustra os volumes de controle definidos para os balanços de energia em componentes do compressor. Todescat *et al.* (1992) observaram boa concordância entre as previsões do modelo e os dados experimentais.

O modelo de Todescat *et al.* (1992) foi aprimorado por Fagotti *et al.* (1994), com a inclusão de balanços de energia adicionais para motor e mancal, permitindo avaliar as suas temperaturas. As perdas elétricas no motor foram obtidas com o auxílio de sua curva de eficiência em função da potência de eixo. As perdas mecânicas em mancais foram calculadas através de duas opções de métodos: (i) modelo de mancal curto ou (ii) estimativa experimental.

Rigola *et al.* (2000) propuseram um modelo mais elaborado para o ciclo de compressão e a transferência de calor entre componentes do compressor. Os autores aplicaram balanços de energia em regime transiente para vários volumes de controle, além da própria câmara de compressão. Além disso, a presença do óleo lubrificante em algumas regiões do domínio de cálculo foi considerada, tais como no interior de tubos e câmaras, e correlações da literatura foram utilizadas para estimar



a troca convectiva de calor junto a superfícies sólidas. Resultados de campo de temperatura do compressor foram obtidos para quatro condições de operação e comparados com dados experimentais, observando-se boa concordância.

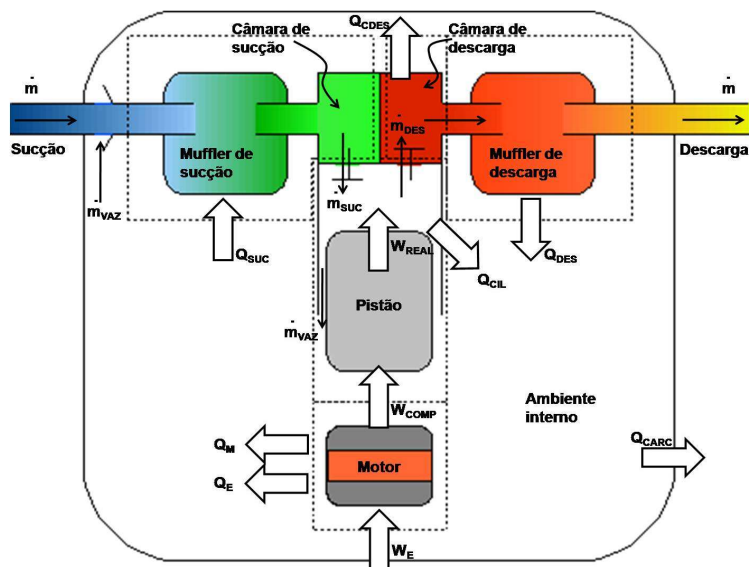


Figura 2.1 - Volumes de controle típicos adotados na análise térmica de compressores (Todescat *et al.*, 1992; Fagotti *et al.*, 1994).

Um aspecto interessante no trabalho de Rigola *et al.* (2000) é o uso de um modelo para a solução da dinâmica do pistão, considerando os carregamentos sobre o pistão decorrentes da pressão na câmara de compressão e o torque disponibilizado pelo motor ao sistema de acionamento. Para tanto, balanços de força no pistão e na biela foram realizados a fim de calcular os esforços envolvidos e, conseqüentemente, a aceleração e o deslocamento do pistão. Dados de entrada adotados pelos autores consistiram em curvas de torque e eficiência do motor em função da velocidade de operação e fatores de atrito para regiões de contato entre partes móveis do mecanismo, todos obtidos experimentalmente. O carregamento sobre o pistão foi resolvido para cada ângulo de manivela, de modo que a velocidade instantânea de operação faz parte da solução.

Modelos com maior nível de detalhamento dos componentes do compressor foram elaborados por Sim *et al.* (2000) e Ooi (2003). Por exemplo, enquanto Meyer e Thompson (1990) empregaram somente 6

volumes de controle em seu modelo térmico, Sim *et al.* (2000) e Ooi (2003) dividiram o compressor em 32 e 46 volumes de controle, respectivamente. Os modelos de Sim *et al.* (2000) e Ooi (2003) são baseados em parâmetros concentrados, avaliando a troca de calor entre os volumes de controle por meio de resistências térmicas, as quais são determinadas a partir de dados geométricos e de coeficientes de transferência convectiva de calor disponíveis na literatura. Gerações de calor em mancais e no motor também são consideradas, sendo que uma curva de eficiência em função da rotação é empregada como dado de entrada para o motor. Grande parte das previsões de temperatura obtidas por Sim *et al.* (2000) e Ooi (2003) apresentam desvios inferiores a 10°C em relação aos dados experimentais.

Haas (2012) propôs um modelo semelhante ao de Ooi (2003), dividindo o compressor em 63 volumes de controle. Embora ambos os autores tenham considerado a presença do óleo lubrificante para modelar a troca de calor, Haas (2012) detalhou o caminho percorrido pelo escoamento de óleo sobre os vários componentes do compressor (Figura 2.2) e tratou o mesmo como um domínio à parte. Alguns dados de entrada como eficiência mecânica e elétrica, utilizados para o cálculo de perdas, foram obtidos de estimativas experimentais e considerados fixos. Mesmo modelando o ciclo de compressão como um processo politrópico, Haas (2012) obteve resultados em concordância com dados experimentais, com o máximo desvio de temperatura inferior a 6°C.

Uma das grandes dificuldades encontradas em modelos como os propostos por Haas (2012), Ooi (2003) e Sim *et al.* (2000) é a definição de dimensões e velocidades características para o cálculo das resistências térmicas. Além disso, o uso de formulações integrais não permite avaliar detalhadamente o escoamento de refrigerante e óleo lubrificante, bem como a condução de calor em componentes sólidos. Em função disto, alguns modelos na literatura foram propostos com formulações diferenciais, conforme descrição a seguir.

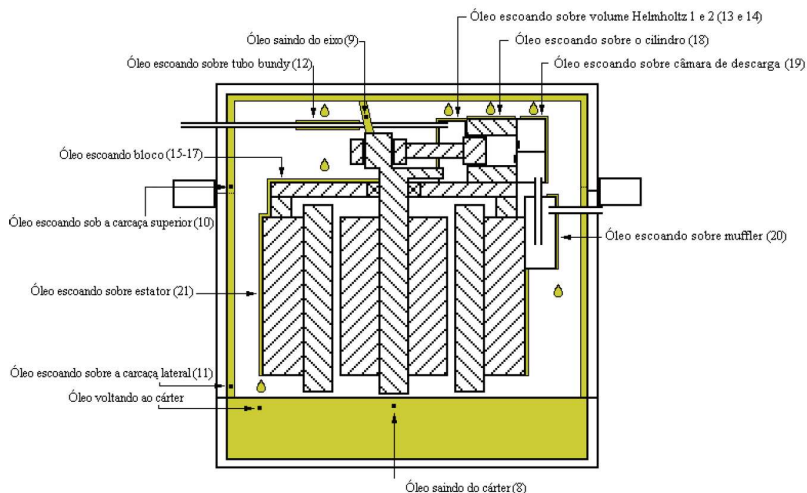


Figura 2.2 - Visão esquemática de componentes do compressor no modelo de Haas (2012), com destaque para o caminho percorrido pelo óleo lubrificante.

## 2.1.2 Modelos baseados em formulação diferencial

Chikurde *et al.* (2002) utilizaram um código comercial baseado no método de volumes finitos para resolver o escoamento e a transferência de calor em um compressor alternativo adotado em condições de condicionamento de ar. O modelo tridimensional (3D) proposto pelos autores incorpora praticamente todos os componentes do compressor, tais como carcaça, motor elétrico, bloco, eixo de acionamento, filtros, câmaras e orifícios de sucção e descarga, placa de válvulas e tubo de descarga. O escoamento é resolvido numericamente em quase todo o trajeto do gás, com exceção da região interna à câmara de compressão, onde um modelo politrópico é aplicado para descrever o ciclo de compressão. As condições de contorno empregadas são de vazão mássica e temperatura do gás estimadas teoricamente na entrada e coeficiente de transferência de calor entre carcaça e ambiente externo, obtida de correlação da literatura. Perdas em mancais, motor e ciclo de compressão são consideradas no modelo como taxas de geração de calor volumétricas aplicadas aos respectivos sub-domínios. As perdas elétricas foram calculadas utilizando dados de dinamômetro. Os resultados obtidos por Chikurde *et al.* (2002) apresentaram desvio máximo de 7°C em relação a dados experimentais. Os autores concluíram que o modelo de simulação pode ser estendido para análises de confiabilidade térmica de motor,

reproduzindo numericamente condições extremas como de baixa e alta cargas e condição sem ventilação externa. Os autores ainda apontaram que tais informações poderiam ser utilizadas para avaliação de posicionamento do protetor de sobrecarga do motor.

Raja *et al.* (2003) simularam o campo térmico de um compressor alternativo de refrigeração doméstica utilizando o método dos volumes finitos. Os autores dividiram o compressor em quatro sub-domínios computacionais, um para o fluido refrigerante, um para o óleo, e outros dois para o estator e o restante do bloco, englobando eixo, rotor, câmara de compressão e filtros. O compressor analisado é de sucção indireta e o domínio de fluido refrigerante se restringiu à região delimitada entre a entrada do gás na carcaça e a entrada do gás no filtro de sucção. Raja *et al.* (2003) analisaram gradientes térmicos no gás e nos sólidos, comparando os resultados com temperaturas obtidas em experimentos. O desvio máximo de 22°C foi observado na superfície do rotor.

A exemplo de Raja *et al.* (2003), Birari *et al.* (2006) propuseram um modelo térmico em regime estacionário, via volumes finitos, para um compressor. A simulação foi dividida em duas etapas: i) simulação transiente 2D do processo de compressão, utilizando o conceito de malha móvel e ii) simulação da transferência de calor nos componentes sólidos e no escoamento de fluido refrigerante no interior das câmaras de sucção e descarga e no ambiente interno, que é o espaço presente entre o bloco e a carcaça do compressor. Na primeira etapa, a taxa de transferência de calor transiente na superfície da câmara de compressão é calculada, e então obtido um valor médio através da integração ao longo do ciclo de compressão. Esse valor e demais taxas de geração de calor devido ao atrito em mancais e à perda elétrica no motor são fornecidos como dados de entrada para a solução térmica de componentes sólidos. A perda elétrica foi obtida de ensaios em dinamômetro. Os autores obtiveram resultados numéricos para o compressor operando com dois fluidos refrigerantes, R22 e R404a, e as comparações com resultados experimentais mostraram desvio máximo de 16°C. As discordâncias foram justificadas por simplificações assumidas, como o uso de dados de eficiência elétrica obtidos em condições de temperatura diferentes das quais o motor opera no compressor.

Outro modelo baseado no método de volumes finitos e formulação 3D foi desenvolvido por Kara e Oguz (2010). Os autores se ativeram apenas à modelagem do bloco que inclui a câmara de compressão, da câmara de descarga e da placa de válvulas de um compressor alternativo de refrigeração. As condições de contorno para a simulação do sólido foram temperaturas do gás, obtidas de experimentos, e coeficientes locais

de transferência de calor típicos de convecção natural e forçada. Nas superfícies que fazem fronteira com a câmara de compressão, Kara e Oguz (2010) assumiram valores de fluxo de calor prescrito retirados de outros trabalhos da literatura. Em geral, a distribuição de temperatura apresentou boa concordância com os dados experimentais, com desvio máximo de 9°C.

Recentemente, Wu *et al.* (2016) utilizaram um código comercial de simulação via volumes finitos para avaliar a transferência de calor conjugada entre o motor e o fluido refrigerante no interior de um compressor rotativo. O método é similar àquele apresentado por Chikurde *et al.* (2002), em que o escoamento é resolvido de forma acoplada à condução de calor nos sólidos. Os termos de geração de calor no motor foram estimados através das correntes e das resistências de cada um dos enrolamentos do motor trifásico e de análises numéricas prévias utilizando um código comercial de simulação eletromagnética. As previsões de temperatura de Wu *et al.* (2016) apresentaram desvio máximo de 5°C em relação às medições. Os autores concluíram que, para o motor em estudo, uma abordagem integral dos enrolamentos do estator seria suficiente para caracterizá-los termicamente, uma vez que não há gradientes significativos de temperatura.

### 2.1.3 Modelos baseados em formulação híbrida

Ribas Jr. (2007) apresentou um modelo de formulação híbrida para simulação térmica do compressor em regime permanente, consistindo no acoplamento de três modelos: i) modelo termodinâmico do ciclo de compressão, ii) modelo baseado em formulação diferencial para condução de calor no bloco e no cabeçote do compressor e iii) modelo via formulação integral para transferência de calor no fluido refrigerante e nos demais componentes do compressor, como motor e carcaça. A formulação diferencial adotada para o bloco e o cabeçote foi resolvida pelo método de volumes finitos. O modelo termodinâmico e o modelo térmico para os demais componentes seguem procedimento de Todescat *et al.* (1992). O modelo híbrido combina as vantagens das formulações diferenciais e integrais. Neste sentido, o uso do método de volumes finitos para o domínio sólido permite caracterizar a condução de calor com acurácia maior do que a de modelos integrais. Por outro lado, o uso de um modelo integral para o domínio fluido evita o custo computacional excessivo da simulação numérica do escoamento. Ribas Jr. (2007) realizou o acoplamento entre os domínios de solução das regiões de sólido e de fluido através de coeficientes de transferência de calor avaliados de

dados experimentais. Os resultados obtidos pelo autor mostraram boa concordância com medições, com desvio máximo de 5°C na temperatura de parede de cilindro.

Schreiner (2008) propôs melhorias no modelo híbrido desenvolvido por Ribas Jr. (2007), modelando todos os componentes sólidos do compressor através de uma formulação diferencial e mantendo a formulação integral apenas para o fluido refrigerante. Coeficientes de transferência de calor por convecção entre fluido refrigerante e componentes sólidos foram obtidos por meio de um procedimento de calibração conduzido a partir de dados experimentais. Schreiner (2008) utilizou o modelo para avaliar alternativas de gerenciamento térmico de um compressor alternativo, tais como uso de aletas anulares sobre o motor elétrico, ventilação forçada sobre a carcaça e injeção de líquido refrigerante no interior das câmaras de sucção, compressão e descarga. O autor concluiu que o emprego de aletas e de ventilação forçada podem reduzir consideravelmente o superaquecimento no compressor em questão, aumentando sua eficiência em 0,8% e 5%, respectivamente.

Sanvezzo Jr. e Deschamps (2012) desenvolveram um modelo híbrido de simulação semelhante ao apresentado por Schreiner (2008), mas incluindo o efeito do óleo na transferência de calor e utilizando correlações da literatura para descrever as trocas térmicas convectivas entre gás e sólido. Os resultados do modelo se mostraram em linha com dados experimentais, apresentando desvio máximo de 15°C na parede do cilindro para uma determinada condição de operação. Recentemente, Lohn *et al.* (2015) propuseram um modelo híbrido de simulação térmica de compressores em condições transientes de operação.

Posch *et al.* (2016) propuseram um modelo térmico em que os componentes sólidos e o escoamento de gás no interior dos filtros acústicos e na câmara de compressão foram resolvidos utilizando o método dos volumes finitos, enquanto que os escoamentos de gás e de óleo lubrificante no ambiente interno foram modelados através de uma formulação integral. Um único volume de controle foi adotado para o gás no ambiente interno. Por outro lado, a região de óleo lubrificante foi dividida em três volumes: (i) porção junto ao cárter, (ii) óleo escoando pela bomba até a extremidade superior do eixo e (iii) óleo junto às paredes dos componentes internos. A troca de calor entre os componentes sólidos e o gás (ou óleo) no ambiente interno é baseada em coeficientes de transferência de calor da literatura. As previsões de temperatura foram comparadas com dados experimentais e um desvio máximo de 4,2°C foi observado para a carcaça do compressor.

Ao finalizar esta seção, nota-se que existem muitos modelos na literatura abordando o problema complexo da transferência de calor em compressores. Alguns desses trabalhos são inclusive direcionados para a análise térmica de motores em compressores herméticos (Chikurde *et al.*, 2002; Wu *et al.*, 2016). A maioria dos modelos utiliza curvas experimentais ou teóricas de torque e eficiência para o cálculo de perdas no motor de indução. Outros trabalhos assumem um valor fixo ou mesmo desprezam a geração de calor no motor no modelo térmico.

## 2.2 Modelos Térmicos e Termoelétricos de Motores Elétricos

Existem muitos trabalhos na literatura abordando a questão do superaquecimento em motores elétricos. Grande parte desses trabalhos são de natureza teórica com propostas de modelos para a solução do campo de temperatura do motor. Um dos pontos que impacta diretamente na qualidade dos resultados do modelo térmico é a determinação e alocação das perdas elétricas no motor. Embora muitos autores ressaltem este ponto, há diferentes abordagens para a determinação das perdas. Enquanto alguns trabalhos utilizam valores obtidos experimentalmente, outros empregam modelos eletromagnéticos para a determinação das perdas. Na sequência, detalham-se alguns dos principais trabalhos nesta área.

Mellor *et al.* (1991) desenvolveram um modelo termoelétrico para máquinas de indução trifásicas do tipo TEFC (*Totally Enclosed Fan-Cooled*), adotando uma formulação integral de parâmetros concentrados. Os autores dividiram o motor em dez partes e representaram cada uma delas por um valor médio de temperatura. A geometria relativamente regular e simétrica do motor permitiu a divisão do mesmo em elementos concêntricos. A equação da conservação da energia foi resolvida para cada elemento, considerando troca de calor nas direções radial e axial e termos de armazenamento e geração de calor em cada componente. Os termos de troca de calor foram escritos em função de resistências térmicas, levando em consideração as fronteiras de cada elemento com outros componentes sólidos, representados por resistências de troca de calor por condução, ou com o próprio ar através de uma resistência de troca convectiva de calor. As perdas elétricas foram embutidas no modelo térmico por meio de taxas de geração de calor. Tais perdas foram calculadas por equações obtidas da análise de circuito elétrico equivalente do motor, considerando a dependência entre resistência elétrica dos enrolamentos de rotor e estator em relação às suas temperaturas,

estabelecendo assim um acoplamento entre os modelos térmico e elétrico. Os parâmetros do circuito elétrico foram obtidos através de testes convencionais de motor a vazio e de rotor bloqueado. Do ponto de vista de dados de entrada experimentais, o modelo térmico de Mellor *et al.* (1991) necessita apenas do valor da resistência térmica entre carcaça e ambiente, sendo os demais parâmetros obtidos de dados geométricos do motor, propriedades físicas e correlações para coeficientes de transferência de calor da literatura. Resultados numéricos do modelo termoelétrico apresentaram boa concordância com dados experimentais.

Eltom e Moharari (1991) elaboraram um modelo transiente para a previsão de temperaturas em um motor elétrico aplicado a diferentes condições de carga. O modelo é composto de rotinas para cálculo de grandezas elétricas, mecânicas e térmicas, de forma acoplada. O modelo térmico é baseado em parâmetros concentrados, considerando fontes de calor e regime transiente. O modelo elétrico consiste em um circuito equivalente que modela a impedância do rotor considerando o efeito pelicular<sup>1</sup> em suas barras, o qual afeta a perda Joule do rotor, sobretudo durante partida e operação desbalanceada do motor. Os parâmetros do circuito equivalente, necessários para o cálculo das correntes do circuito e determinação das perdas, foram extraídos de dados do fabricante. O código de Eltom e Moharari (1991) calcula também a velocidade de rotação do motor via acoplamento entre os modelos elétrico e mecânico. Os autores utilizaram o modelo para avaliar as temperaturas do motor de indução durante condições de operação balanceada e desbalanceada, testes de rotor bloqueado, de alta inércia e de alta carga. Os resultados não foram comparados com dados experimentais.

Bousbaine *et al.* (1997) desenvolveram um modelo térmico para um motor de indução monofásico operando com capacitor permanente. O modelo é semelhante àquele proposto por Mellor *et al.* (1991), mas com a divisão do motor em 25 elementos e a adoção de uma formulação 3D, considerando transferência de calor na direção circunferencial. As resistências térmicas entre elementos foram modeladas a partir de dados geométricos, propriedades de materiais e correlações de troca de calor disponíveis na literatura. Bousbaine *et al.* (1997) destacaram a importância da estimativa das perdas elétricas na determinação do perfil de temperatura do motor, sobretudo as perdas no núcleo do estator. Tais

---

<sup>1</sup> O efeito pelicular é típico de correntes alternadas e provoca redução da densidade de corrente na região central de um condutor ao mesmo tempo que promove um aumento da mesma em sua periferia. Isso ocorre devido à ação de correntes de Foucault geradas pela variação do campo magnético no condutor.



perdas foram obtidas via *Temperature-Time Method* (TTM). O TTM exige uma etapa de medições de temperatura em regiões desejadas de forma que as perdas sejam relacionadas à taxa de decaimento das temperaturas logo após o desligamento do motor (Laffoon e Calvert, 1927; Benamrouche *et al.*, 1997). O modelo térmico proposto por Bousbaine *et al.* (1997) foi validado através de comparações com dados experimentais para condição de regime permanente.

Boglietti *et al.* (2003) propuseram um modelo baseado em parâmetros concentrados para a simulação térmica em regime permanente de motores de indução trifásicos. O modelo considerou resistências térmicas de condução somente na direção radial, com exceção do eixo do motor, em que uma resistência de condução na direção axial foi levada em consideração. O modelo desenvolvido por Boglietti *et al.* (2003) requer uma etapa de calibração inicial, em que parâmetros como a condutividade térmica equivalente entre enrolamento e núcleo do estator, e a resistência de contato entre o núcleo e a carcaça do motor são ajustados com o auxílio de dados experimentais. O reduzido número de nós e resistências torna o modelo simplificado, mas suficientemente preciso. De acordo com os autores, o máximo desvio de temperatura encontrado entre previsões e medições é de 5°C.

Voigdlener (2004) desenvolveu um modelo térmico híbrido para obtenção do campo de temperatura de um motor de indução trifásico (50 cv, 440V e 4 polos), em regime permanente, combinando parâmetros concentrados e parâmetros distribuídos em diferentes regiões do motor. O modelo de parâmetros distribuídos consistiu em dividir o domínio em componentes elementares e distribuir as fontes de calor entre os mesmos, levando em consideração variações locais de propriedades físicas e de parâmetros geométricos. Voigdlener (2004) dividiu sua geometria em elementos cilíndricos e aplicou a equação da conservação da energia seguindo uma formulação 2D, desconsiderando transferência de calor circunferencial. As perdas elétricas foram obtidas de ensaios experimentais e distribuídas entre estator e rotor. O autor salientou a importância de uma determinação precisa do coeficiente de transferência de calor entre a carcaça do motor e o ambiente, justificando que esta é uma das interações térmicas mais influentes no perfil térmico do motor. Em seu trabalho, Voigdlener (2004) obteve esse coeficiente através de simulações pelo método de volumes finitos com um código comercial. Os resultados do modelo foram validados com medições de temperatura e fluxo de calor em um motor elétrico.

A exemplo de Voigdlener (2004), Chowdhury (2005) também propôs um modelo térmico baseado no conceito de parâmetros

concentrados e distribuídos, considerando um motor de indução monofásico TEFC com capacitor permanente. O autor adotou uma formulação transiente e 2D em um plano do motor, com o domínio sendo discretizado através de 18 e 14 elementos nas direções circunferencial e radial, respectivamente. Chowdhury (2005) tirou proveito da simetria do motor e resolveu o problema térmico somente para um quadrante, compreendendo eixo, rotor, estator, carcaça e ambiente. As resistências térmicas de condução foram modeladas pela Lei de Fourier nas direções circunferencial e radial. As resistências convectivas entre carcaça e ambiente e entre rotor e estator, folga conhecida como entreferro (ou *airgap*), foram estimadas com coeficientes de troca de calor disponíveis na literatura. O autor não detalhou com clareza como obteve as perdas elétricas que foram utilizadas como fonte de calor. Os resultados do modelo foram comparados com medições de temperatura e boa concordância foi observada. O trabalho de Chowdhury (2005) mostra que alguns autores demonstram interesse em prever com maior nível de detalhamento o campo de temperatura no motor. Na sequência, são descritos alguns trabalhos que adotam formulações diferenciais para modelar os fenômenos térmicos e eletromagnéticos.

Rajagopal *et al.* (1998) construíram um modelo térmico transiente para análise dos campos de temperatura do rotor e do estator em motores de indução. Os autores utilizaram o método de elementos finitos (FEM – *Finite Element Method*) combinado com o método dos resíduos ponderados (MWR – *Method of Weighted Residuals*) para a solução da equação da conservação da energia. A aproximação por diferenças finitas e o método de Galerkin foram empregados para eliminar as derivadas temporais da equação. O problema térmico foi referenciado em um sistema de coordenadas cilíndricas e, por desconsiderar a troca de calor na direção circunferencial, os autores utilizaram uma geometria axissimétrica, reduzindo o custo computacional. Além disto, elementos triangulares foram utilizados na geração da malha computacional por se ajustarem bem a fronteiras geometricamente irregulares. As perdas elétricas necessárias no modelo térmico foram obtidas experimentalmente. Os resultados numéricos foram comparados com dados experimentais para dois motores de diferentes *layouts* e potências, e os desvios máximos foram da ordem de 10°C. Os autores atribuíram as discordâncias a dois fatores principais: (i) uso de perdas elétricas obtidas em condições diferentes das simuladas e (ii) dificuldade de determinar valores corretos para as propriedades térmicas do material isolante entre enrolamento e núcleo do estator.

Hwang *et al.* (2000) propuseram um modelo térmico para o estator de um motor elétrico de indução trifásico. Devido a assimetrias significativas, o modelo foi desenvolvido considerando uma formulação 3D. A exemplo de Rajagopal *et al.* (1998), os autores também utilizaram FEM combinado com MWR para solução numérica. As perdas elétricas foram calculadas combinando uma estimativa inicial, obtida da solução do campo eletromagnético via FEM, corrigidas com dados experimentais via o *Temperature-Time Method* (TTM). As perdas foram então inseridas no modelo térmico para a previsão do campo de temperatura. Hwang *et al.* (2000) apresentaram também resultados de distribuição de perda no núcleo ao longo da direção radial do estator, mostrando que os maiores valores se encontram nas regiões do núcleo mais próximas dos enrolamentos. Comparações dos resultados de temperatura do modelo com dados experimentais mostraram boa concordância.

Huai *et al.* (2003) modelaram termicamente um motor de indução trifásico TEFC empregando FEM. Condições de contorno de troca de calor por convecção foram adotadas em um modelo 2D em regime transiente, assumindo coeficientes de troca de calor disponíveis na literatura. As perdas elétricas foram calculadas através da solução do circuito elétrico equivalente do motor, cujos parâmetros elétricos, tais como resistências, reatâncias de dispersão e de magnetização, foram obtidos de dados de projeto do motor. Os resultados da simulação foram validados através de comparações com dados experimentais para uma larga faixa de frequência e tensão de alimentação, com um desvio máximo da ordem de 6°C no enrolamento do estator. Os autores propuseram um estudo de caso, utilizando o modelo para prever a variação da temperatura do enrolamento ao longo do tempo, quando uma determinada carga é imposta e o motor é alimentado a frequência e tensão fixas. Huai *et al.* (2003) concluíram que o modelo desenvolvido pode ser utilizado como ferramenta de projeto, permitindo estimar por quanto tempo um motor pode operar em uma determinada condição de carga sem atingir o limite de temperatura.

Mezani *et al.* (2005) apresentaram um modelo termoelétrico para a previsão do campo de temperatura em motores de indução. O modelo térmico utiliza uma formulação 2D de parâmetros concentrados, similar àquele de Mellor *et al.* (1991). As perdas elétricas são determinadas a partir do modelo eletromagnético do motor, consistindo na aplicação da equação do Potencial Vetor Magnético (*Magnetic Vector Potential* - MVP) nos domínios de estator e rotor. A solução da equação MVP é obtida numericamente via FEM 2D e fornece a distribuição da densidade de fluxo magnético nos domínios, permitindo assim o cálculo das perdas.

O acoplamento entre os modelos térmico e eletromagnético ocorre em dois passos: i) o modelo eletromagnético utiliza valores de resistência elétrica e determina as perdas Joule; ii) as perdas Joule são utilizadas pelo modelo térmico, que calcula temperaturas e atualiza os valores de resistências elétricas, as quais retornam para o modelo eletromagnético. As perdas no núcleo, calculadas através da fórmula de Steinmetz, também são atualizadas ao longo da simulação, uma vez que a alteração das resistências modifica a distribuição de densidade de fluxo magnético no núcleo. Mezani *et al.* (2005) realizaram medições de temperatura e perdas elétricas em pontos estratégicos do motor e mostraram haver concordância entre medições e previsões.

Chen *et al.* (2016) propuseram um modelo termoelétrico semelhante ao de Mezani *et al.* (2005), combinando um modelo térmico de parâmetros concentrados com um modelo eletromagnético em FEM 2D para análise de motores de ímã permanente. Os autores destacaram a importância da modelagem acoplada entre os modelos, especialmente para motores de ímã permanente, pois a temperatura de operação dos ímãs afeta sensivelmente sua magnetização e, conseqüentemente, o desempenho do motor. Chen *et al.* (2016) compararam as previsões de temperatura com resultados de um modelo térmico em FEM e observaram desvios inferiores a 5°C. Previsões de torque foram comparadas com dados experimentais para diferentes temperaturas de operação, observando-se boa concordância.

Li *et al.* (2010) desenvolveram um modelo termoelétrico para análise de um motor de indução do tipo IMCCR (*Induction Motor with Compound Cage Rotor*). Tanto o modelo térmico quanto o modelo eletromagnético foram formulados utilizando FEM 2D. O modelo eletromagnético foi baseado na solução da equação MVP para o domínio do estator e do rotor, considerando efeitos de saturação magnética e somente o primeiro harmônico da força magnetomotriz. O modelo usa a tensão de alimentação e o torque solicitado pelo sistema como dados de entrada e calcula a rotação e as perdas Joule no estator e no rotor. As perdas no núcleo são importantes para o modelo térmico e foram obtidas de dados experimentais. Os autores realizaram simulações do modelo eletromagnético em condições de partida e em regime permanente acopladas com o modelo térmico. No primeiro caso, Li *et al.* (2010) mostraram que o modelo prevê bem o comportamento transiente dos motores IMCCR, os quais apresentam menores correntes e maiores torques que motores de indução convencionais. No segundo caso, os autores previram a resposta térmica do motor, validando o modelo acoplado com dados experimentais. Finalmente, o modelo foi empregado

para análises de sensibilidade através da variação da temperatura ambiente e da condutividade térmica de alguns componentes do motor.

A revisão de trabalhos aqui apresentada fornece um panorama geral a respeito dos métodos mais empregados para a modelagem termoeétrica de motores elétricos. Nota-se que grande parte dos trabalhos adotam formulações integrais para os modelos térmicos por serem de baixo custo computacional e fornecerem resultados satisfatórios. Os modelos elétricos são muitas vezes baseados na técnica de circuito equivalente do motor, oferecendo também baixo custo computacional e resultados suficientemente precisos.

### 2.3 Modelos Integrados de Compressores

Peruzzi *et al.* (1980), He *et al.* (2013) e Mantri *et al.* (2014) são os únicos trabalhos encontrados na literatura que propõem modelos integrados de compressores, incluindo uma modelagem elétrica para o motor. Peruzzi *et al.* (1980) avaliaram oportunidades de melhoria na eficiência de um compressor alternativo hermético de sucção indireta. Embora a vertente principal do trabalho fosse de caráter experimental, os autores utilizaram um modelo de simulação para reduzir o número de experimentos. O modelo integrado é composto de um modelo termodinâmico do ciclo de compressão, um modelo térmico do compressor e um modelo elétrico do motor. O modelo termodinâmico é baseado em Dhar e Soedel (1978) e é responsável pelo cálculo da vazão mássica e da potência de compressão. O modelo térmico consiste na realização de balanços de energia ao longo do caminho do gás, a montante da câmara de compressão. O objetivo desses balanços é determinar as contribuições de cada uma das fontes de calor internas do compressor no superaquecimento do gás. O modelo elétrico não foi detalhado, mas permite o cálculo da rotação e das perdas elétricas do motor. As equações dos três modelos foram resolvidas de forma acoplada, fornecendo resultados para rotação, temperatura do motor, perdas elétricas e vazão mássica. Peruzzi *et al.* (1980) não apresentaram qualquer comparação entre os resultados do modelo e dados experimentais, não havendo, portanto, avaliação de sua acurácia.

He *et al.* (2013) desenvolveram um modelo integrado de um compressor do tipo parafuso e semi-hermético, utilizado em aplicações de refrigeração. Conforme ilustra a Figura 2.3, nesse tipo de compressor é comum o gás succionado escoar entre componentes do motor, de forma a resfriá-lo, antes de ser comprimido. Em função das três principais áreas

de passagem para o gás serem relativamente pequenas, o resfriamento do motor, necessário para fins de confiabilidade e eficiência, implica no aumento de temperatura do gás e perda de carga no escoamento. Isso acaba reduzindo as eficiências isentrópica e volumétrica do compressor. He *et al.* (2013) propuseram um modelo para a previsão da distribuição de temperatura do motor e do gás succionado, bem como para a estimativa da velocidade e da perda de carga do escoamento através do motor. Esse modelo termo-hidráulico interage com um modelo elétrico para o cálculo das perdas no motor (perdas Joule no estator e no rotor e perda no núcleo) e também com o modelo do ciclo de compressão. Os modelos foram baseados em uma abordagem integral, no qual o motor e o gás são divididos em elementos caracterizados por propriedades uniformes. Em todos os modelos envolvidos (térmico, hidráulico e elétrico), os autores empregaram técnicas de circuito equivalente para caracterizar os fenômenos, como a *Fluid Network Theory* (FNT) e a *Thermal Network* (TNW) para os modelos hidráulico e térmico, respectivamente.

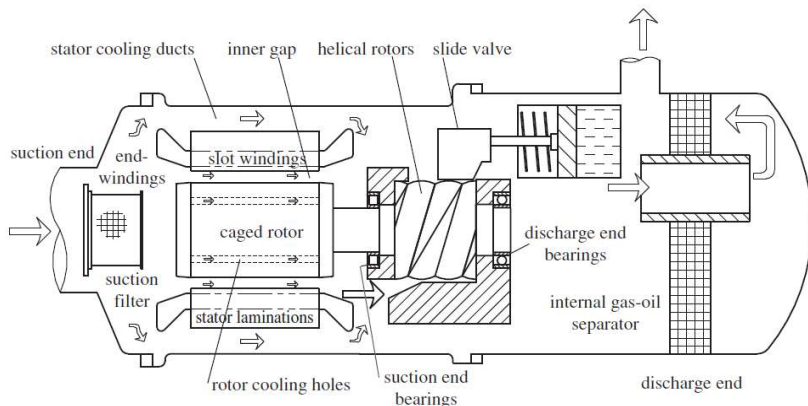


Figura 2.3 - Esquema do compressor parafuso em corte (He *et al.*, 2013).

As resistências dos modelos hidráulico e térmico do modelo de He *et al.* (2013) são obtidas através de correlações disponíveis na literatura para a determinação de fator de atrito e coeficientes de transferência convectiva de calor. Por outro lado, as resistências térmicas de condução são avaliadas na forma de resistências radiais e axiais, uma vez que os componentes do motor são aproximadamente cilíndricos, necessitando apenas de dados geométricos e propriedades do material. He *et al.* (2013) não apresentaram a forma de obtenção de parâmetros do circuito do motor, tais como reatâncias de dispersão e de magnetização e resistências,

fundamentais para a determinação das perdas elétricas. Os autores adotaram um compressor operando com R22 e instrumentaram o motor com termopares no enrolamento de cobre do estator. Um termopar e um sensor de pressão também foram instalados a jusante do motor, com o objetivo de medir o superaquecimento do gás e a perda de carga, respectivamente. Comparações entre resultados numéricos e experimentais foram realizadas para diferentes condições de operação, representadas por temperaturas de evaporação e de condensação e condições de carga do motor. De forma geral, boa concordância foi observada, com desvios de  $\pm 2^{\circ}\text{C}$  e  $\pm 2\text{kPa}$ . He *et al.* (2013) empregaram o modelo validado para analisar a influência de parâmetros geométricos do motor sobre a distribuição de temperatura e a perda de carga, concluindo que o mesmo pode ser utilizado para auxiliar o projeto de compressores parafusos semi-herméticos.

Finalmente, Mantri *et al.* (2014) propuseram um modelo integrado para simulação de um compressor linear de refrigeração, composto de modelos específicos para o ciclo de compressão, dinâmica do pistão e motor de ímã permanente. O ciclo de compressão é modelado por um processo politrópico, com aproximações analíticas para previsão da vazão mássica nos orifícios de sucção e descarga. A dinâmica de válvulas é modelada através de sistema massa-mola amortecido com um grau de liberdade. O movimento do pistão foi também descrito por um sistema massa-mola amortecido, considerando as forças da pressão do gás na câmara de compressão e do motor. Vazamentos em válvulas e na folga pistão-cilindro são considerados. O modelo elétrico consiste em um circuito equivalente composto da resistência do enrolamento, da indutância do motor e da força contra-eletromotriz. No entanto, a forma de obtenção dos parâmetros do circuito não é revelada. O modelo integrado foi validado com dados experimentais, comparando diagrama indicado ( $p-V$ ), deslocamento do pistão e corrente elétrica. Mantri *et al.* (2014) sugerem o emprego do modelo para a otimização de parâmetros no desempenho de compressores.

## 2.4 Contribuições do Presente Trabalho

Conforme mostra a revisão da literatura nas seções anteriores, existe um número expressivo de modelos termodinâmicos/térmicos de compressores de refrigeração e térmicos/termoelétricos de motores elétricos. Porém, poucos são os modelos desenvolvidos para a análise de motores elétricos em compressores herméticos, e em menor número ainda modelos integrados para a simulação do compressor. Dentre os modelos encontrados, Peruzzi *et al.* (1980) não fornecem detalhes acerca da modelagem do motor e Mantri *et al.* (2014) não utilizam um modelo térmico para determinação da distribuição da temperatura no compressor. Nesse sentido, o trabalho mais completo foi desenvolvido por He *et al.* (2013), e aplicado a compressores parafusos semi-herméticos.

Procurando preencher as lacunas existentes na literatura, as principais contribuições deste trabalho são as seguintes:

- Desenvolvimento de modelo integrado para simulação de compressores alternativos herméticos de refrigeração, considerando a modelagem elétrica do motor: O modelo integrado contempla as interações complexas entre diferentes fenômenos físicos, permitindo uma melhor compreensão de como os mesmos afetam o desempenho do compressor. O modelo é formado a partir da integração de um modelo termodinâmico para o ciclo de compressão, um modelo térmico para a distribuição de temperaturas no compressor e um modelo elétrico para previsão do desempenho do motor de indução. Dois modelos elétricos são avaliados para o motor, um baseado na técnica de circuito equivalente e o outro em circuitos magneticamente acoplados. Duas abordagens de modelo térmico são propostas com enfoque no motor: (i) abordagem integral, em que o motor é representado por uma única temperatura e (ii) abordagem via parâmetros concentrados, em que o motor é dividido em três componentes (rotor, enrolamentos do estator e núcleo do estator) representados por suas temperaturas. O modelo integral é indicado para análises globais e o modelo de parâmetros concentrados pode ser utilizado quando há interesse em quantificar as interações térmicas entre os componentes do motor, fornecendo subsídios importantes na análise de alternativas de gerenciamento térmico.



- Análise do efeito de parâmetros geométricos e operacionais sobre os desempenhos do motor e do compressor: Os modelos integrados desenvolvidos serão usados para analisar a influência dos parâmetros operacionais e geométricos sobre a temperatura do motor. Além disso, esses modelos também permitirão avaliar o efeito da variação de parâmetros do motor sobre o desempenho termodinâmico do compressor. Essas análises são importantes no projeto de compressores, objetivando eficiência, confiabilidade e redução de custo.



### 3 MODELO ELÉTRICO SIMPLIFICADO

O Modelo Elétrico Simplificado, MES, baseia-se no método do circuito equivalente aplicado a um motor de indução monofásico, ou seja, que opera somente com o enrolamento principal do estator acionado. Trata-se de um modelo analítico para a previsão de parâmetros de desempenho do motor (corrente, torque e eficiência) a partir de propriedades geométricas e dos materiais que o compõem. A principal limitação do MES é não permitir a análise de motores bifásicos, isto é, que operam com ambos os enrolamentos estatóricos (principal e auxiliar) acionados e que são bastante empregados em compressores. Mesmo assim, optou-se por sua implementação em caráter preliminar, pois o MES é um modelo relativamente simples que fornece resultados satisfatórios, permitindo uma compreensão básica da operação em regime permanente do motor de indução.

Antes de detalhar o modelo, deve ser mencionado que a leitura deste capítulo não é um pré-requisito para o entendimento dos modelos do ciclo de compressão e térmicos, bem como do acoplamento entre eles, os quais serão abordados nos capítulos 5, 6 e 7.

#### 3.1 Circuito Equivalente

O circuito equivalente é uma técnica bastante difundida na literatura (Fitzgerald *et al.*, 2006) e consiste em representar o motor por um circuito elétrico equivalente composto por impedâncias associadas ao enrolamento principal do estator,  $\hat{Z}_{main}$ , ao enrolamento do rotor,  $\hat{Z}_{rot}$ , e à magnetização,  $\hat{Z}_m$ . As impedâncias do rotor e de magnetização são divididas em duas malhas que representam o campo magnético direto (+) e reverso (-), seguindo a teoria de campos magnéticos girantes, descrita brevemente no Apêndice A. As impedâncias são formadas pela combinação de parcelas reais e imaginárias, representadas pelas resistências,  $R$ , e reatâncias,  $X$ , respectivamente. A Figura 3.1 mostra o circuito equivalente de um motor de indução monofásico em regime permanente de operação.

As correntes em cada ramo do circuito podem ser obtidas em seus valores eficazes a partir de relações como:

$$I_{main} = \frac{V_{in}}{|\hat{Z}_{eq}|}; \quad I_{rot}^+ = \frac{I_{main}|\hat{Z}^+|}{|\hat{Z}_{rot}^+|}; \quad I_{rot}^- = \frac{I_{main}|\hat{Z}^-|}{|\hat{Z}_{rot}^-|} \quad (3.1)$$

em que  $V_{in}$  é a tensão de alimentação,  $I_{main}$ ,  $I_{rot}^+$  e  $I_{rot}^-$  são as correntes no enrolamento do estator e nos ramos direto e reverso do rotor, respectivamente, e o símbolo  $||$  corresponde ao módulo de seu argumento complexo. Os valores da tensão e das correntes nas Equações (3.1) são eficazes, correspondendo a 70,7% das amplitudes das ondas senoidais de tensão e corrente. A impedância equivalente do circuito,  $\hat{Z}_{eq}$ , é obtida de:

$$\hat{Z}_{eq} = \hat{Z}_{main} + \hat{Z}^+ + \hat{Z}^- \quad (3.2)$$

sendo  $\hat{Z}^+$  e  $\hat{Z}^-$  as impedâncias equivalentes das malhas direta e reversa, escritas da seguinte forma:

$$\hat{Z}^+ = \left( \frac{1}{\hat{Z}_{rot}^+} + \frac{1}{\hat{Z}_m^+} \right)^{-1}; \quad \hat{Z}^- = \left( \frac{1}{\hat{Z}_{rot}^-} + \frac{1}{\hat{Z}_m^-} \right)^{-1} \quad (3.3)$$

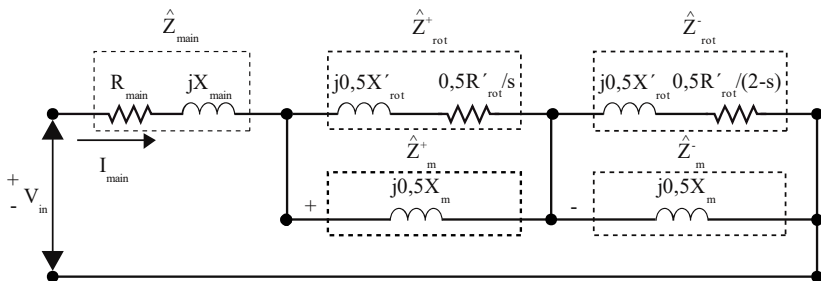


Figura 3.1 - Circuito elétrico equivalente do motor de indução monofásico em operação permanente.

Uma vez determinadas as correntes elétricas, o torque fornecido pelo motor ao eixo do compressor,  $\tau_{sh}$ , bem como as perdas por efeito Joule no estator,  $\hat{Q}_{main}$ , e no rotor,  $\hat{Q}_{rot}$ , podem ser calculados a partir das seguintes expressões:

$$\tau_{sh} = \frac{\dot{W}_{sh}}{\omega} \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_{main} = I_{main}^2 R_{main} \quad (3.5)$$

$$\dot{Q}_{rot} = 0,5(I_{rot}^{+2} + I_{rot}^{-2})R'_{rot} \quad (3.6)$$

em que o índice ' indica que a resistência do rotor é referida ao estator (Fitzgerald *et al.*, 2006). A potência de eixo na saída do motor,  $\dot{W}_{sh}$ , é dada por:

$$\dot{W}_{sh} = (1 - s) \left( I_{rot}^{+2} \frac{0,5R'_{rot}}{s} + I_{rot}^{-2} \frac{0,5R'_{rot}}{2 - s} \right) - \dot{Q}_{core} \quad (3.7)$$

O primeiro termo do lado direito da equação é a potência líquida gerada pelas componentes direta e reversa do campo magnético girante. Como o circuito equivalente disposto na Figura 3.1 não prevê as perdas no núcleo do estator,  $\dot{Q}_{core}$ , as mesmas devem ser subtraídas da potência líquida do campo girante, de modo a calcular a potência disponível no eixo. Neste trabalho, as perdas no núcleo do rotor são desprezadas. O cálculo das perdas no núcleo do estator será detalhado na seção 3.2.

Com a potência no eixo e as perdas elétricas distribuídas determinadas, a potência consumida pelo compressor e a eficiência do motor são calculadas através das seguintes expressões:

$$\dot{W} = \dot{W}_{sh} + \dot{Q}_{main} + \dot{Q}_{rot} + \dot{Q}_{core} \quad (3.8)$$

$$\eta_{ele} = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{W}} \quad (3.9)$$

A determinação dos parâmetros acima descritos (correntes, torque, potências e perdas) depende do escorregamento do motor,  $s$ , que é a relação entre a velocidade angular síncrona,  $\omega_s$ , e a velocidade real de giro do motor,  $\omega$ :

$$\omega = (1 - s)\omega_s \quad (3.10)$$

A velocidade angular síncrona representa o limite superior de velocidade que o motor poderia atingir em caso de escorregamento nulo. No entanto, representa apenas um valor teórico, pois os motores de indução são assíncronos, ou seja, operam com escorregamento. A velocidade angular síncrona pode ser escrita em função da frequência elétrica da rede de alimentação,  $f_e$ :

$$\omega_s = \frac{2\pi f_e}{P} \quad (3.11)$$

em que  $P$  é o número de pares de polos magnéticos do enrolamento do motor. O escorregamento é determinado a partir do acoplamento entre os modelos elétrico e do ciclo de compressão, a ser detalhado no capítulo 6. A sequência de cálculos realizada pelo modelo MES é apresentada na Figura 3.2. Os dados de entrada são tensão e frequência de alimentação, escorregamento, resistências e reatâncias elétricas, as quais são estimadas a partir de parâmetros construtivos do motor, conforme será mostrado na seção 3.3.

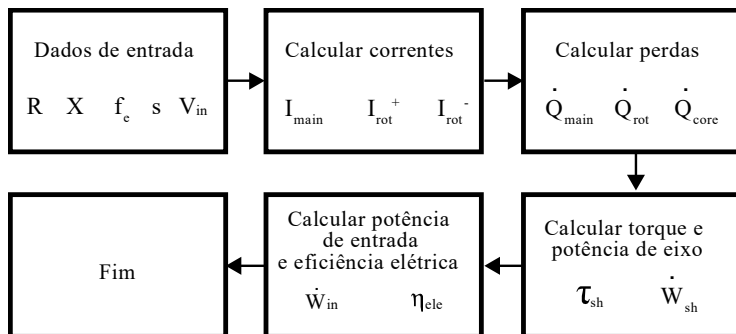


Figura 3.2 - Procedimento de solução do MES.

### 3.2 Determinação da Perda no Núcleo do Estator

A perda no núcleo do estator,  $\dot{Q}_{core}$ , é uma das parcelas de perda elétrica mais difíceis de ser determinada, mas ao mesmo tempo bastante influente na temperatura do motor. Existem diversos estudos na literatura (Laffoon e Calvert, 1927; Bertotti *et al.*, 1991; Amar e Kaczmarek, 1995; Sadowski *et al.*, 2000; Stepina, 2003; Mitran *et al.*, 2012) destinados a desenvolver métodos para estimar tais perdas. Basicamente, esses métodos são classificados como experimentais, numéricos ou analíticos. Os dois primeiros métodos fornecem resultados mais precisos, porém dispendem mais tempo e geralmente têm custo elevado. Por outro lado, os métodos analíticos permitem a realização de estimativas com rapidez e, em alguns casos, não necessitam de dados experimentais, sendo assim bastante atrativos. Neste trabalho, a estimativa da perda no núcleo foi realizada por meio de um método analítico disponível em Stepina (2003). O autor não faz menção quanto ao nível de precisão esperado, porém afirma que o método não é adequado para motores de grande porte, e que nesses casos, as previsões devem ser corrigidas em mais de 100% a fim de atingir resultados aceitáveis.

Segundo Stepina (2003), uma estimativa para a perda no núcleo pode ser obtida da amplitude da densidade de fluxo magnético (ou indução magnética),  $B$ , que atua no material e da frequência nominal de alimentação, da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{core} = \sum_{i=1}^q k a B_i^b \left( \frac{f_e}{50} \right)^c m_i \quad (3.12)$$

em que  $q$  corresponde ao número de partes em que o núcleo do estator é subdividido para análise. Neste caso, optou-se por separar o núcleo em duas partes: dentes e coroa, com massas  $m_t$  e  $m_y$ , respectivamente (vide Figura 3.3b). As amplitudes de densidade de fluxo nos dentes e na coroa do núcleo,  $B_t$  e  $B_y$ , são calculadas conforme técnicas analíticas sugeridas por Stepina (2003) e levando em consideração a dispersão de fluxo magnético dos enrolamentos do estator para o núcleo e deste para o meio (fluido refrigerante), como será visto adiante. Os coeficientes  $a$ ,  $b$  e  $c$  estão associados a características do material e da geometria do estator. No presente trabalho, os valores de  $a$ ,  $b$  e  $c$  foram obtidos a partir de dados do fabricante da lâmina. O coeficiente  $k$  não estava na equação proposta

originalmente por Stepina (2003) e foi inserido na Equação (3.12) para ajustar a previsão de eficiência do motor com o dado experimental em um ponto de carga específico, definido em um torque aproximado de 0,45 N.m e tensão de 220 V. Esse ajuste compensa a imprecisão no cálculo das perdas do motor (enrolamentos de estator e rotor e núcleo do estator) e inclui efeitos de perdas suplementares, que são de difícil previsão (Fitzgerald et al, 2006). Basicamente, trata-se de uma calibração do modelo em uma única condição de operação, que melhora a previsão de eficiência do motor em uma larga faixa de condições. O valor ajustado para  $k$  foi 5,25.

Por definição, a densidade de fluxo magnético é dada pela razão entre o fluxo magnético,  $\phi$ , e a área de passagem, ou área transversal do caminho magnético ( $B = \phi/A$ ). Segundo Stepina (2003), uma estimativa para a densidade de fluxo aparente na coroa do núcleo pode ser calculada através de:

$$B_y^n = \frac{\phi_{main} k_y}{L_{stack} k_{stack} (t_y + R_t/2)} \quad (3.13)$$

em que  $L_{stack}$ ,  $t_y$  e  $R_t$  são o comprimento do pacote de lâminas do estator, a espessura da coroa e o raio imaginário formado pela semicircunferência localizada entre duas ranhuras consecutivas. A Figura 3.3 ilustra essas dimensões. A espessura da coroa é obtida da diferença entre o diâmetro externo do núcleo,  $D_e$ , e o diâmetro que engloba as ranhuras do estator,  $D_{slot}$ ,  $t_y = (D_e - D_{slot})/2$ . Uma vez que a borda externa do núcleo não segue um formato circular,  $D_e$  é calculado como uma média aritmética entre os parâmetros  $D_{e,i}$  e  $D_{e,e}$  representados na Figura 3.3c.

O fator de empacotamento,  $k_{stack}$ , depende do processo de fabricação das lâminas do estator. Geralmente,  $k_{stack} \approx 0,97$  é adotado para chapas laminadas a frio e isoladas com uma fina camada de óxido. O fator de correção,  $k_y$ , leva em consideração o efeito da dispersão de fluxo magnético dos enrolamentos do estator (cabeças de bobina e ranhuras) para a coroa do núcleo e pode ser estimado através de:

$$k_y = 1 + \frac{I_{main}(X_{slot} + X_{coil}) \sin \varphi_{VI,main}}{|\hat{E}_{main}|} \quad (3.14)$$



em que  $X_{slot}$  e  $X_{coil}$  são as parcelas da reatância de dispersão do enrolamento,  $X_{main}$ , devido à dispersão de fluxo nas ranhuras e nas cabeças de bobina, respectivamente. O procedimento de cálculo dessas grandezas será abordado posteriormente. O símbolo  $\varphi_{VI,main}$  representa o ângulo de fase entre tensão e corrente do enrolamento principal e seu valor é calculado a partir da impedância equivalente do circuito, uma vez que pode ser escrita em coordenadas polares como  $\hat{Z}_{eq} = |\hat{Z}_{eq}| \angle \varphi_{VI,main}$ . Ainda em relação à Equação (3.14),  $\hat{\varepsilon}_{main}$  é a tensão induzida por esse enrolamento e calculada a partir da diferença entre a tensão de alimentação e a queda de tensão devido à impedância do enrolamento principal, ou seja:

$$\hat{\varepsilon}_{main} = \hat{V}_{in} - \hat{I}_{main} \hat{Z}_{main} \quad (3.15)$$

sendo os fasores<sup>2</sup>  $\hat{V}_{in}$  e  $\hat{I}_{main}$  dados por:

$$\hat{V}_{in} = V_{in} e^{j\varphi_V}; \quad \hat{I}_{main} = I_{main} e^{j\varphi_I} \quad (3.16)$$

em que  $\varphi_V$  e  $\varphi_I$  são os ângulos de fase da tensão e da corrente, respectivamente. A diferença entre eles é o próprio ângulo  $\varphi_{VI,main}$  ( $\varphi_{VI,main} = \varphi_V - \varphi_I$ ). Assim, basta arbitrar um valor para o ângulo de fase da corrente que o ângulo de fase da tensão é calculado, ou vice-versa.

Ainda com relação à Equação (3.13), resta determinar o fluxo magnético devido ao enrolamento principal,  $\phi_{main}$ :

$$\phi_{main} = \frac{|\hat{\varepsilon}_{main}|}{f_e \sqrt{2} \pi N C E_{main}} \quad (3.17)$$

---

<sup>2</sup> O fasor é uma forma conveniente de representar uma onda senoidal (como tensão e corrente, por exemplo), pois corresponde matematicamente a uma constante complexa facilmente manipulável em vários cálculos envolvendo circuitos de corrente alternada.

em que  $NCE_{main}$  é o número de condutores efetivos do enrolamento principal do estator. Como uma espira requer dois condutores, um em cada ranhura, pode-se afirmar que  $NCE = 2NEE$ , sendo  $NEE$  o número de espiras efetivas do enrolamento, que será definido adiante.

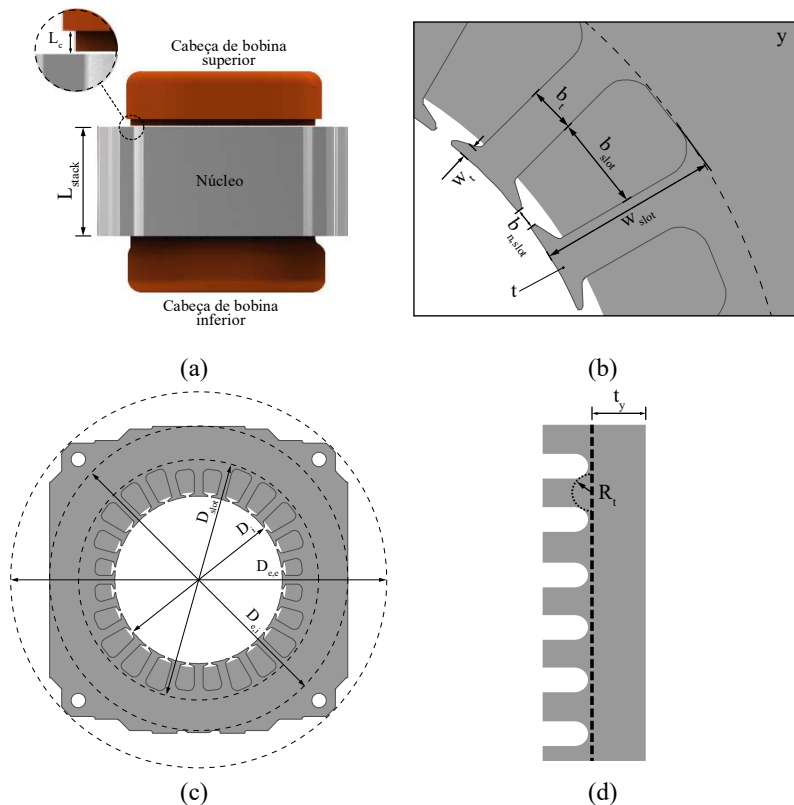


Figura 3.3 - (a) Vista frontal do estator; (b) vista ampliada das ranhuras e dentes do estator; (c) vista superior do núcleo do estator; (d) planificação do núcleo.

A solução da Equação (3.13) retorna o valor da densidade de fluxo aparente  $B''_y$ . Essa grandeza não leva em consideração a dispersão de fluxo magnético do núcleo para o meio. Segundo Stepina (2003), esse efeito de dispersão só pode ser considerado se a curva de magnetização do núcleo for incorporada nos cálculos. Essa curva é característica do material e do seu processo de fabricação, e relaciona a densidade de fluxo,  $B$ , com a intensidade de campo magnético,  $H$ . A curva  $B-H$  do aço utilizado no motor avaliado neste trabalho é exibida na Figura 3.4.

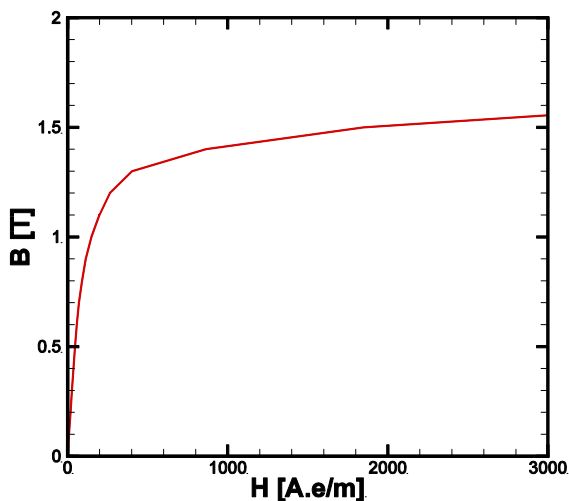


Figura 3.4 - Curva  $B$ - $H$ .

O valor de  $B''$  obtido da Equação (3.13) é utilizado como uma estimativa inicial em um procedimento de cálculo iterativo para encontrar  $B$ . A Figura 3.5 ilustra o algoritmo sugerido por Stepina (2003), onde percebe-se a existência de uma nova variável,  $g$ , denominada fator de redução de fluxo (*unloading factor*). O fator  $g$ , denominado  $g_y$  para a coroa do núcleo, pode ser estimado a partir de:

$$g_y = \frac{\pi D_e}{4 P t_y} \quad (3.18)$$

Para finalizar o cálculo das densidades de fluxo, resta ainda analisar a região dos dentes. Isso é realizado de forma simplificada, baseando-se em práticas de projeto de motores. Conforme Stepina (2003), é comum o projeto das lâminas do núcleo ser conduzido de forma que:

$$B_t'' \sim B_y'' \quad (3.19)$$

sendo o fator  $g_t$  necessário para incorporar o efeito da dispersão dos dentes para o meio, dado por:

$$g_t = \frac{\pi(D_i + D_{slot})}{2N_{sta}b_t} - 1 \quad (3.20)$$

em que  $D_i$  e  $b_t$  são o diâmetro interno do estator e a largura média dos dentes (Figura 3.3) e  $N_{sta}$  é o número de ranhuras do estator. Finalmente, a perda no núcleo é calculada através da soma das perdas nos dentes e na coroa:

$$\dot{Q}_{core} = \dot{Q}_{core,y} + \dot{Q}_{core,t} = ka \left(\frac{f}{50}\right)^c (m_y B_y^b + m_t B_t^b) \quad (3.21)$$

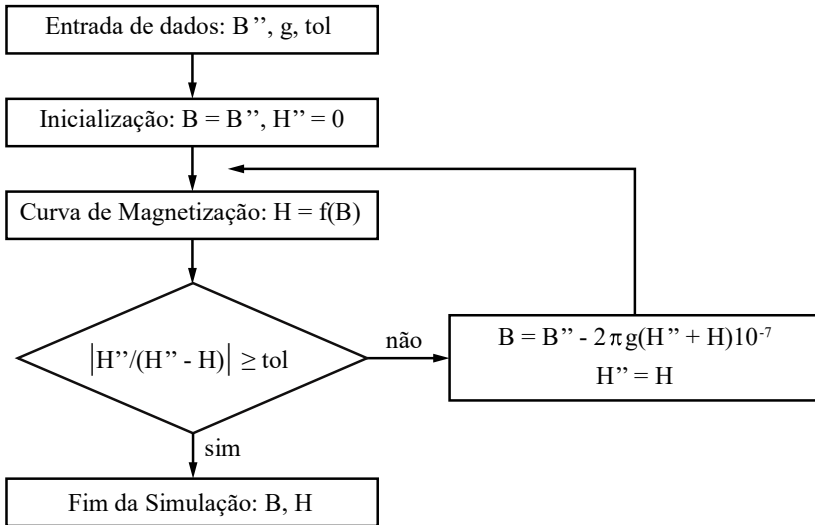


Figura 3.5 - Algoritmo para cálculo de  $B$  (Stepina, 2003).

### 3.3 Determinação dos Parâmetros do Circuito

Assim como as alternativas de cálculo de perda no núcleo, a estimativa dos parâmetros do circuito equivalente pode ser realizada através de métodos experimentais, numéricos ou analíticos. Neste trabalho, os parâmetros do circuito foram estimados com base em relações disponíveis em Stepina (2003) e Kalluf (2010). Embora essas relações não forneçam resultados tão precisos quanto àqueles obtidos a partir de procedimentos mais elaborados, a praticidade e o baixo custo computacional associados a essa alternativa justificam a sua escolha.

#### 3.3.1 Resistências elétricas

As resistências elétricas que compõem o circuito equivalente do motor são as dos enrolamentos do estator e do rotor.

##### a) Resistência dos enrolamentos do estator.

A resistência dos enrolamentos do estator depende basicamente da resistividade do material e de suas dimensões, ou seja, de comprimentos e diâmetro do fio. O diâmetro e a resistividade são parâmetros obtidos diretamente das dimensões e do material definidos para o motor. Por outro lado, a determinação do comprimento do fio requer algumas manipulações algébricas envolvendo variáveis geométricas do estator e da distribuição do enrolamento.

O comprimento de um enrolamento,  $L$ , pode ser dividido em duas partes: uma porção inserida nas ranhuras do estator e outra nas cabeças de bobina. Portanto:

$$L = L_{slot} + L_{coil} \quad (3.22)$$

em que  $L_{slot}$  e  $L_{coil}$  correspondem aos comprimentos do enrolamento dentro das ranhuras e nas cabeças de bobina, respectivamente. O comprimento  $L_{slot}$  pode ser calculado a partir do número total de espiras do enrolamento,  $NTE$ , e do comprimento do pacote de lâminas do estator,  $L_{stack}$ :

$$L_{slot} = L_{stack}NTE; \quad NTE = 2P \sum_{i=1}^{N_{sta}/4P} NC_{slot,i} \quad (3.23)$$

sendo  $NC_{slot,i}$  o número de condutores por ranhura do estator,  $i$  o indexador referente a cada ranhura do estator e  $P$  o número de pares de polo do enrolamento. O cálculo do comprimento  $L_{coil}$  é realizado via Equação (3.24):

$$L_{coil} = \pi(0,5D_i + w_{slot,sta})NEE + 2L_cNTE \quad (3.24)$$

em que  $D_i$  é o diâmetro interno do estator,  $L_c$  é o comprimento do colarinho (Figura 3.3a) e  $w_{slot,sta}$  é a profundidade média do enrolamento dentro da ranhura (Figura 3.6). O número de espiras efetivas é dado por:

$$NEE = 2 \sum_{i=1}^{N_{sta}/4P} \left[ \cos\left(\theta_{st,i} \frac{\pi}{180}\right) NC_{slot,i} \right] \quad (3.25)$$

em que  $\theta_{sta,i}$  representa os ângulos entre cada ranhura  $i$  do estator e o eixo de simetria do polo do enrolamento. A Figura 3.6 exibe um esquema de um polo do estator identificando alguns desses ângulos.

Finalmente, calcula-se a resistência total do enrolamento estatórico:

$$R = \frac{2PL\rho}{\pi d^2/4} \quad (3.26)$$

em que  $\rho$  e  $d$  são a resistividade do material que constitui o enrolamento e o diâmetro do fio do enrolamento, respectivamente. É importante mencionar que o procedimento descrito pode ser utilizado para calcular as resistências associadas a ambos os enrolamentos principal,  $R_{main}$ , e auxiliar,  $R_{aux}$ , do estator.

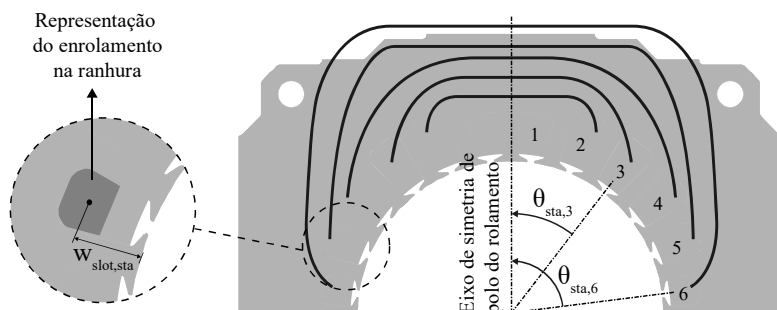


Figura 3.6 - Ângulos entre ranhuras e eixo de simetria do polo de um enrolamento do estator.

b) Resistência dos enrolamentos do rotor.

O rotor empregado no compressor em questão é do tipo gaiola de esquilo, que é um dos mais difundidos em motores de indução. Esse tipo de rotor é composto de barras de material metálico (geralmente, de alumínio) que preenchem as ranhuras do núcleo laminado do rotor. As barras são conectadas em suas extremidades a anéis de curto. Assim, a resistência dos seus enrolamentos é calculada a partir das resistências das barras e dos anéis. A resistência de uma barra é dada por:

$$R_{bar} = \frac{L_{stack} \rho_{bar}}{A_{bar}} \quad (3.27)$$

sendo  $\rho_{bar}$  a resistividade elétrica do material que constitui a barra e  $A_{bar}$  a área de seção transversal da barra. Stepina (2003) sugere o cálculo de uma resistência concentrada equivalente às barras do rotor, as quais se encontram conectadas em paralelo no circuito:

$$\frac{1}{R_{bar,eq}} = \sum_{i=1}^{N_{rot}/2} \frac{1}{R_{bar,i}} \quad (3.28)$$

em que  $N_{rot}$  é o número de barras do rotor (ou de ranhuras) e  $R_{bar,i}$  é a resistência de uma determinada barra  $i$  calculada de acordo com a recomendação de Stepina (2003):

$$R_{bar,i} = R_{bar} \frac{1}{\cos^2 \theta_{rot,i}} \quad (3.29)$$

sendo  $\theta_{rot,i}$  o ângulo formado entre a barra  $i$  e o eixo concentrado da barra equivalente. A Figura 3.7 ilustra a gaiola do rotor destacando alguns parâmetros geométricos importantes para o cálculo das resistências rotóricas. A resistência dos dois anéis é obtida de:

$$R_{ring} = \frac{\pi D_{ring} \rho_{bar}}{2A_{ring}} \quad (3.30)$$

em que  $D_{ring}$  é o diâmetro médio do anel e  $A_{ring}$  é a área de seção conforme ilustrado na Figura 3.7. Finalmente, a resistência dos enrolamentos é calculada através da soma das contribuições das barras e dos anéis:

$$R_{rot} = 2(R_{bar,eq} + R_{ring}) \quad (3.31)$$

e referida ao estator através do número de espiras efetivas ( $NEE$ ):

$$R'_{rot} = 2(R_{bar,eq} + R_{ring})NEE^2 \quad (3.32)$$



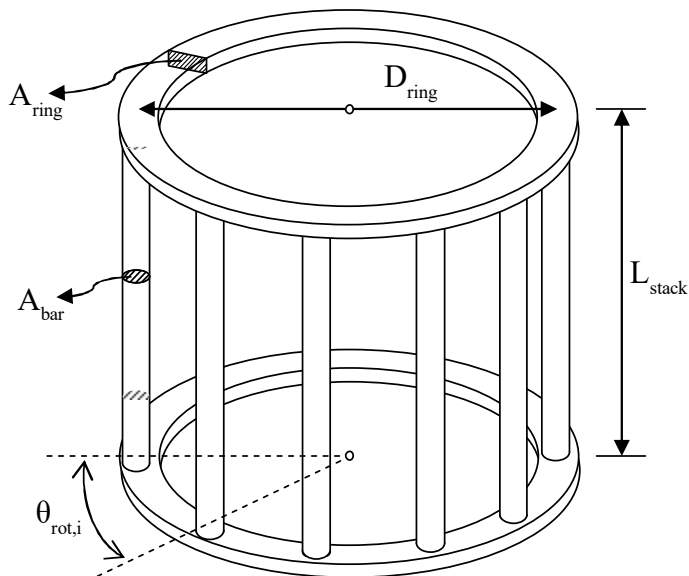


Figura 3.7 - Parâmetros construtivos do rotor, adaptado de Kalluf (2010).

### 3.3.2 Reatâncias

As reatâncias do circuito do motor dependem da frequência de alimentação, da permeabilidade magnética do meio e de parâmetros geométricos. Em geral, elas podem ser avaliadas da seguinte forma:

$$X = 2\pi f_e \frac{NE^2\mu_0 A}{L} \quad (3.33)$$

em que  $NE$  é o número de espiras,  $\mu_0$  é a permeabilidade magnética do meio,  $A$  é uma área de seção transversal e  $L$  é um comprimento. No entanto, algumas reatâncias são saturáveis, ou seja, dependem também da densidade de fluxo magnético no material.

As reatâncias a serem determinadas para a solução do circuito equivalente são as de magnetização e de dispersão do rotor,  $X_m$  e  $X'_{rot}$ , e de dispersão do enrolamento principal do estator,  $X_{main}$ .

a) Reatância de magnetização.

A reatância de magnetização é obtida da seguinte expressão apresentada por Kalluf (2010):

$$X_m = 2\pi f_e \left( \frac{\mu_0 \pi D_i L_{stack}}{4\delta k_c} \right) NEE^2 \quad (3.34)$$

em que  $\mu_0$  é a permeabilidade magnética do gás refrigerante presente no entreferro, cujo valor é geralmente assumido como aquele correspondente ao ar ( $= 4\pi 10^{-7}$  H.m<sup>-1</sup>),  $\delta$  é a folga de entreferro nominal e  $k_c$  é o fator de Carter, utilizado para correção da reatância devido às aberturas de ranhura. A equação para cálculo do fator de Carter foi retirada de Stepina (2003):

$$k_c = \left[ 1 - \frac{2b_{n,slot}^2 N_{sta}}{\pi D_i (5\delta + b_{n,slot})} \right]^{-1} \quad (3.35)$$

em que a dimensão  $b_{n,slot}$  corresponde à largura do pescoço da ranhura, indicada na Figura 3.3b.

b) Reatância de dispersão do enrolamento do estator.

A reatância de dispersão está associada ao fluxo magnético que não é efetivamente aproveitado, ou concatenado mutuamente por estator e rotor, sendo, portanto, uma fonte de ineficiência do motor de indução. A reatância de dispersão do enrolamento do estator é dada pela soma de contribuições de dispersão i) na ranhura do estator; ii) nas cabeças de bobina e iii) zig-zag.

A reatância de ranhura, originada pela dispersão de fluxo do enrolamento no interior das ranhuras do estator, é calculada pela seguinte expressão:

$$X_{slot,main} = 2\pi f_e \sum_{i=1}^{N_{sta}/4} \left[ NC_{slot,i}^2 \mu_0 L_{stack} \left( \frac{w_{slot}}{2b_{slot}} + \frac{w_t}{b_{n,slot}} \right) \right] 4P \quad (3.36)$$

sendo  $w_{slot}$  e  $w_t$  as profundidades da ranhura e da ponta do dente e  $b_{slot}$  a largura média da ranhura do estator. Tais parâmetros são indicados na Figura 3.3b.

A reatância de cabeça de bobina é associada à dispersão de fluxo nas cabeças de bobina dos enrolamentos. Essa é a parcela mais influente na dispersão total, uma vez que os volumes das cabeças de bobina são bastante representativos em relação ao volume total do enrolamento (pode representar até 70%). Pode-se calcular a reatância de cabeça de bobina através da seguinte equação:

$$X_{coil,main} = 2\pi f_e \frac{\mu_0 R_{coil}^2}{2R_{coilt}} NEE^2 \quad (3.37)$$

sendo  $R_{coil}$  e  $R_{coilt}$  o raio médio de cabeça de bobina e o raio equivalente da área de seção transversal da bobina. A Figura 3.8 exibe uma imagem esquemática de um polo de enrolamento, destacando esses parâmetros geométricos.

A reatância zig-zag é devida à dispersão de fluxo no entreferro originada pelo estator e pode ser calculada a partir de:

$$X_{zz,main} = 2\pi f_e \frac{NTE^2 \mu_0 L_{stack} b_{t,s}}{2\delta N_{sta}} \quad (3.38)$$

em que  $NTE$  é o número total de espiras do estator e  $b_{t,s}$  é a largura da sapata do dente do estator, conforme Figura 3.9. Uma vez calculadas as componentes de reatância supracitadas, avalia-se a reatância de dispersão total do enrolamento principal:

$$X_{main} = X_{slot,main} + X_{coil,main} + X_{zz,main} \quad (3.39)$$

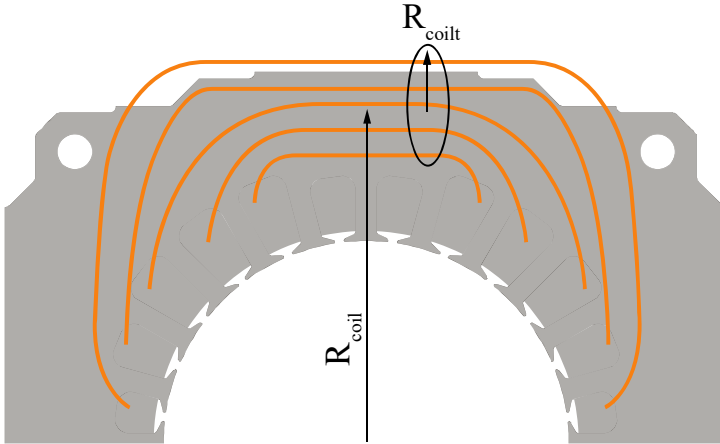


Figura 3.8 - Parâmetros construtivos da cabeça de bobina do estator.

c) Reatância de dispersão do rotor.

Em analogia ao estator, a reatância de dispersão do rotor está associada ao fluxo magnético disperso do rotor. Ela também pode ser escrita como uma soma de parcelas, as quais englobam as reatâncias de i) ranhura de rotor, ii) pescoço de rotor e iii) zig-zag.

A reatância de ranhura do rotor é calculada de forma semelhante à reatância do estator:

$$X'_{slot,rot} = 2\pi f_e \frac{\mu_0 L_{stack} w_{slot,rot}}{b_{slot,rot}} \frac{2P}{N_{rot}} NEE^2 \quad (3.40)$$

sendo  $w_{slot,rot}$  e  $b_{slot,rot}$  a profundidade e a largura máxima da ranhura (vide Figura 3.9). Nota-se que a reatância das ranhuras do rotor não é composta por uma soma das contribuições individuais de cada condutor (ou barra) uma vez que as mesmas estão em paralelo, ao contrário do que ocorre no estator.

A reatância de pescoço (ou de ponte) surge em geometrias de ranhura de rotor fechadas, sendo devida à dispersão de fluxo nessa região (vide Figura 3.9). Tal reatância é saturável, portanto depende da densidade de fluxo magnético e pode ser avaliada de:

$$X'_{n,rot} = 2\pi f_e \frac{\phi_{n,rot}}{I_{bar}} \frac{2P}{N_{rot}} NEE^2 \quad (3.41)$$

em que  $\phi_{n,rot}$  é o fluxo magnético na região da ponte e  $I_{bar}$  é a corrente média nas barras do rotor, as quais estão inseridas em suas ranhuras. O fluxo  $\phi_{n,rot}$  é estimado via:

$$\phi_{n,rot} = B_{n,rot} w_{n,rot} L_{stack} \quad (3.42)$$

em que  $w_{n,rot}$  é a profundidade do pescoço e  $B_{n,rot}$  é a amplitude da densidade de fluxo na ponte. Uma simplificação adotada no presente trabalho foi atribuir à  $B_{n,rot}$  o valor da densidade de fluxo saturada,  $B_{n,rot,sat}$ , a qual é uma propriedade do material determinada pela curva  $B-H$  (Figura 3.4). Essa consideração é adotada também por Stepina (2003).

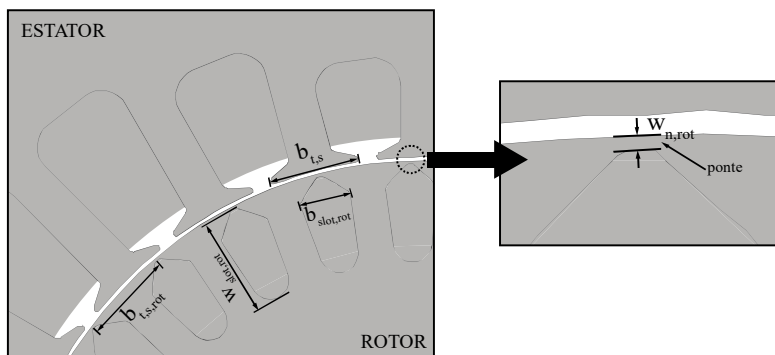


Figura 3.9 - Parâmetros construtivos de estator e rotor.

Ainda com relação à Equação (3.41), nota-se que a reatância depende da corrente média que circula pelas barras do rotor. Entretanto, é necessário resolver o circuito equivalente para determinar essa corrente. A rigor, trata-se de um problema iterativo, em que estima-se uma corrente com base em uma equação aproximada, derivada do circuito equivalente (Kalluf, 2010):

$$I_{bar} = \left| \frac{V_{in}}{\hat{Z}_{main} + R'_{rot}} \right| \frac{2NEE}{N_{rot}} \quad (3.43)$$

e retorna-se o valor para a Equação (3.41), a partir da qual calcula-se a reatância  $X'_{n,rot}$ . Esse valor é incorporado na Equação (3.43), junto com as demais reatâncias associadas ao rotor, e uma nova corrente  $I_{bar}$  é recalculada. Esse processo segue até que corrente e reatância converjam para seus valores, dentro de um critério de convergência desejado. Segundo Kalluf (2010), uma estimativa adequada para a corrente média nas barras é obtida diretamente da Equação (3.43), sem a necessidade de iterações. Essa prática também foi adotada no presente trabalho.

A reatância zig-zag, a exemplo do que ocorre no estator, decorre da dispersão de fluxo no entreferro associada ao rotor. A expressão para o cálculo dessa reatância é praticamente a mesma utilizada para o estator:

$$X'_{zz,rot} = 2\pi f_e \frac{NTR^2 \mu_0 L_{stack} b_{t,s,rot}}{2\delta N_{rot}} NEE^2 \quad (3.44)$$

em que  $NTR$  é o número total de espiras do rotor, cujo valor é 1 e  $b_{t,s,rot}$  é a largura da sapata do dente do rotor, conforme Figura 3.9.

Uma vez calculadas as componentes de reatância supracitadas, avalia-se a reatância total do rotor:

$$X'_{rot} = X'_{n,rot} + X'_{slot,rot} + X'_{zz,rot} \quad (3.45)$$

### 3.4 Validação do Modelo MES

Nesta seção, apresentam-se resultados usados para a validação do MES. Previsões de corrente no enrolamento principal do estator, torque e eficiência do motor em função da rotação são comparadas com medições obtidas de ensaio em dinamômetro com temperatura de motor controlada em aproximadamente 80°C. Como a rotação nominal do compressor avaliado é de 3000 rpm, os resultados são validados para uma faixa de 2850 rpm <  $\omega$  < 3000 rpm. Isso corresponde a um escorregamento

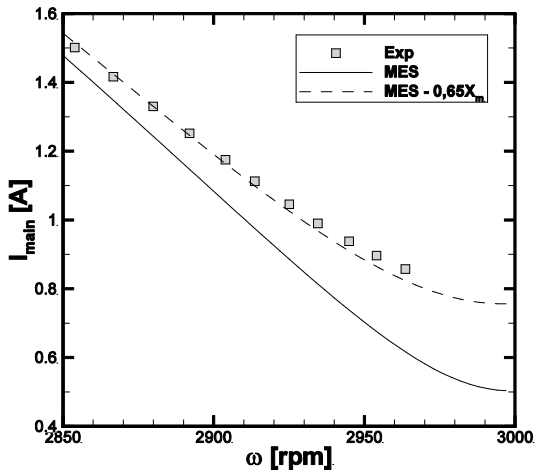
máximo de 0,05 (5%), que já é bastante elevado e incomum para esses motores.

Primeiramente, avaliaram-se as curvas de corrente no enrolamento principal,  $I_{main}$ , em função da rotação,  $\omega$ , indicadas na Figura 3.10a. A simulação foi realizada considerando uma temperatura de motor de 80°C. Observa-se que a previsão do MES, em linha cheia, apresenta desvios significativos em relação aos dados experimentais (Exp), especialmente para rotações mais elevadas. Por exemplo, para  $\omega = 2950$  rpm, o modelo indica  $I_{main} = 0,70$  A ao passo que o teste em dinamômetro aponta  $I_{main} = 0,92$  A, ou seja, um desvio de 23% entre os resultados.

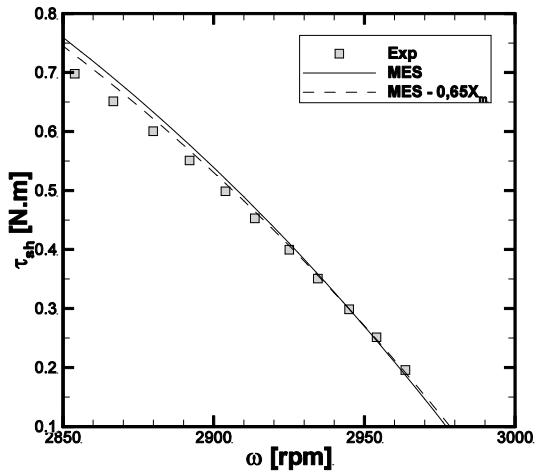
A Figura 3.10b apresenta os resultados de torque de eixo em função da rotação. Nota-se uma concordância muito boa entre a previsão e as medições, especialmente para as rotações mais elevadas. De acordo com as Equações (3.4) e (3.7), o torque é determinado a partir das correntes no rotor, de sua resistência elétrica e da perda no núcleo. As correntes no rotor, por sua vez, dependem também das estimativas dos parâmetros do circuito.

Apesar de o MES subestimar a corrente no enrolamento principal do estator, o que implica também em baixas correntes no rotor, a estimativa do torque é coerente com as medições. Isso é devido à imprecisão no cálculo dos parâmetros do circuito, mais especificamente da reatância de magnetização no entreferro,  $X_m$ . Segundo Umans (1996), é comum que a reatância de entreferro diminua por efeitos de saturação magnética, que não estão contemplados na Equação (3.34). Assim, foi proposta uma alteração na reatância de magnetização, reduzindo seu valor original em 35%. A Figura 3.10 mostra que a corrente prevista com essa alteração é bastante próxima das medições e sem praticamente alterar o torque.

A alteração da reatância de magnetização modifica as perdas Joule no estator e no rotor, provocando uma variação na eficiência do motor. O fator  $k$  utilizado para ajustar a eficiência via perda no núcleo, conforme indicado na Equação (3.12), é reduzido de 5,25 para 3,5. Ao se alterarem simultaneamente os valores de  $k$  e  $X_m$ , o MES prevê uma curva de eficiência em função da rotação muito similar à curva original, como ilustra a Figura 3.11. Percebe-se ainda que a previsão do MES apresenta boa concordância com os dados experimentais, coincidindo no ponto de calibração ( $\tau_{sh} = 0,45$  N.m a  $\omega = 2914$  rpm) e se afastando pouco dos mesmos à medida em que a rotação aumenta ou diminui. O desvio máximo é de 1,5% em alta rotação.



(a)



(b)

Figura 3.10 – Resultados do modelo com e sem ajuste (MES e MES-0,65X<sub>m</sub>) comparados com medições: (a) Corrente no enrolamento principal e (b) torque do motor em função da rotação.



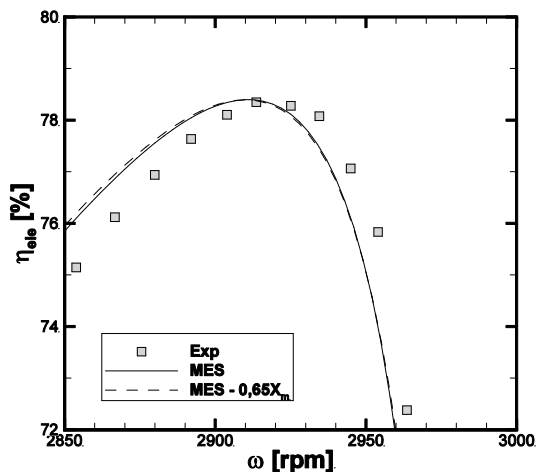


Figura 3.11 – Resultados do modelo com e sem ajuste (MES e MES-0,65X<sub>m</sub>) comparados com medições para eficiência do motor em função da rotação.

Embora o MES forneça resultados satisfatórios, ele contempla apenas o enrolamento principal do estator e, portanto, não pode ser utilizado para análise de motores que operem também com o enrolamento auxiliar conectado em série a um capacitor permanente, a qual é uma configuração muito empregada em compressores de refrigeração. Visando obter um modelo mais abrangente, que permita analisar motores nessas duas configurações, um modelo elétrico genérico foi implementado e será apresentado no capítulo a seguir.



## 4 MODELO ELÉTRICO GERAL

O Modelo Elétrico Geral, MEG, tem o objetivo de prever o desempenho em regime permanente de um motor de indução de alimentação monofásica, mas que pode operar com os enrolamentos principal e auxiliar do estator acionados (motor bifásico). Essa é uma configuração bastante utilizada em compressores de refrigeração, com um capacitor permanente conectado em série ao enrolamento auxiliar. Assim como o modelo MES, o modelo MEG também permite a análise de motores monofásicos, que operam somente com o enrolamento principal do estator.

O MEG é baseado em uma técnica de circuitos magneticamente acoplados apresentada por Umans (1996). A aplicação dessa técnica pressupõe algumas hipóteses de modo a simplificar a modelagem matemática:

- Somente a componente harmônica fundamental da força magnetomotriz (Apêndice A), FMM, no entreferro é considerada;
- Efeitos de saturação magnética são considerados apenas na forma de um fator de correção para as indutâncias de entreferro, sendo ajustado segundo um procedimento de calibração;
- As perdas no núcleo são modeladas como resistores magneticamente acoplados ao fluxo no entreferro;
- O efeito pelicular nas barras do rotor é negligenciado. Segundo Umans (1996), essa hipótese é aceitável para motores de pequeno porte, como é o caso dos motores empregados em compressores de refrigeração doméstica e comercial leve.

O MEG será apresentado para duas situações: (i) desconsiderando as perdas no núcleo e (ii) considerando as perdas no núcleo. Como o modelo requer muitas manipulações algébricas, é conveniente apresentá-lo para a primeira situação e depois estendê-lo para o segundo caso.

A exemplo do capítulo 3, a leitura deste capítulo não é um pré-requisito para o entendimento dos modelos térmicos e do ciclo de compressão, bem como dos acoplamentos entre modelos, que serão abordados nos capítulos 5, 6 e 7.

#### 4.1 Modelo MEG sem Perdas no Núcleo

O modelo apresentado por Umans (1996) se baseia no conceito de acoplamento eletromagnético entre os enrolamentos (ou fases) de uma máquina elétrica. Neste caso, o motor de indução opera com um capacitor permanente conectado em seu enrolamento estático auxiliar, funcionando como uma máquina bifásica. Analogamente às fases do estator, Umans (1996) propôs representar o rotor tipo gaiola de esquilo como um rotor equivalente bifásico. A Figura 4.1 mostra uma representação esquemática do motor no MEG.

Como o motor é composto de quatro enrolamentos, o fluxo magnético concatenado em cada um,  $\lambda$ , depende das correntes elétricas que circulam nos enrolamentos do circuito. A propriedade eletromagnética que relaciona a corrente,  $i$ , com o fluxo magnético concatenado,  $\lambda$ , é a indutância,  $L$  ( $= \lambda / i$ ). Dessa forma, o fluxo concatenado em cada enrolamento corresponde à soma de parcelas induzidas por cada um deles, gerando a seguinte equação na forma matricial:

$$\begin{bmatrix} \lambda_{main} \\ \lambda_{aux} \\ \lambda_1 \\ \lambda_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_{main} & 0 & & \\ 0 & L_{aux} & & \\ L_{main,rot} \cos \theta_e & \mp L_{aux,rot} \sin \theta_e & \dots & \\ \pm L_{main,rot} \sin \theta_e & L_{aux,rot} \cos \theta_e & & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{main} \\ i_{aux} \\ i_1 \\ i_2 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

$$\begin{bmatrix} L_{main,rot} \cos \theta_e & \pm L_{main,rot} \sin \theta_e \\ \mp L_{aux,rot} \sin \theta_e & L_{aux,rot} \cos \theta_e \\ \dots & \\ L_{rot} & 0 \\ 0 & L_{rot} \end{bmatrix}$$

em que  $\lambda_{main}$ ,  $\lambda_{aux}$ ,  $\lambda_1$  e  $\lambda_2$  são os fluxos magnéticos concatenados nos enrolamentos principal e auxiliar do estator e nos enrolamentos 1 e 2 do rotor, respectivamente. As correntes instantâneas nesses enrolamentos são  $i_{main}$ ,  $i_{aux}$ ,  $i_1$  e  $i_2$ . As indutâncias próprias dos enrolamentos principal e auxiliar do estator, bem como dos enrolamentos do rotor são denotadas por  $L_{main}$ ,  $L_{aux}$  e  $L_{rot}$ , respectivamente. Umans (1996) assume os dois enrolamentos do rotor idênticos, portanto, suas indutâncias próprias são iguais.

No motor bifásico de dois polos, os enrolamentos do estator são construídos em quadratura, ou seja, defasados de  $90^\circ$ , de modo que podem

ser considerados magneticamente desacoplados. A modelagem atribuída aos enrolamentos equivalentes do rotor também segue essa disposição, conforme ilustra a Figura 4.1. Sendo assim, os enrolamentos estatóricos não induzem um ao outro, como é o caso dos enrolamentos rotóricos. Porém, os enrolamentos estatóricos induzem os rotóricos e vice-versa. As indutâncias mútuas entre enrolamentos principais do estator e do rotor, e enrolamentos auxiliares do estator e do rotor são de amplitudes  $L_{main,rot}$  e  $L_{aux,rot}$  e variam com o ângulo elétrico,  $\theta_e$ , entre os eixos magnéticos do enrolamento principal do estator e do enrolamento 1 do rotor. A relação entre ângulo elétrico e ângulo espacial é dada pelo número de pares de polos magnéticos do estator ( $\theta_e = \theta P$ ). Como o rotor se desloca com uma velocidade angular  $\omega$ ,

$$\theta_e = P\omega t \quad (4.2)$$

Ainda com relação à Equação (4.1), nota-se que alguns termos da matriz de indutâncias podem receber valores positivos ou negativos. De acordo com Umans (1996), os sinais dependem da disposição dos enrolamentos principal e auxiliar no estator, implicando na sequência das ondas de força magnetomotriz (FMM) geradas e definindo o sentido de giro do rotor. Por enquanto não será abordada a configuração do motor a ser avaliado neste trabalho, mantendo-se a formulação genérica.

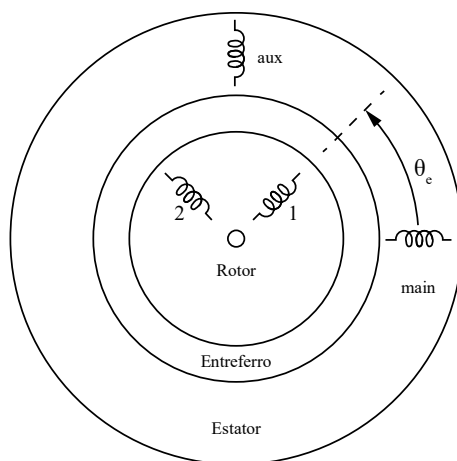


Figura 4.1 - Representação esquemática do motor bifásico.

As tensões em cada enrolamento são expressas pelas seguintes equações:

$$v_{main} = R_{main}i_{main} + \frac{d\lambda_{main}}{dt} \quad (4.3)$$

$$v_{aux} = R_{aux}i_{aux} + \frac{d\lambda_{aux}}{dt} \quad (4.4)$$

$$v_1 = 0 = R_{rot}i_1 + \frac{d\lambda_1}{dt} \quad (4.5)$$

$$v_2 = 0 = R_{rot}i_2 + \frac{d\lambda_2}{dt} \quad (4.6)$$

em que  $v_{main}$ ,  $v_{aux}$ ,  $v_1$  e  $v_2$  correspondem às tensões instantâneas nos enrolamentos principal, auxiliar e das fases 1 e 2 do rotor, respectivamente, e  $R_{rot}$  representa a resistência elétrica nos dois enrolamentos do rotor. Nota-se que as tensões  $v_1$  e  $v_2$  são iguais a zero, pois o rotor em análise é do tipo gaiola de esquilo, com barras de alumínio curto-circuitadas por anéis nas extremidades. As tensões instantâneas em cada enrolamento são uma combinação de parcelas resistivas ( $Ri$ ) e induzidas ( $d\lambda/dt$ ), como já apresentado na Equação (3.15). Porém, no conjunto de Equações (4.3) – (4.6), a tensão induzida é escrita em função da variação temporal do fluxo concatenado.

Em condição de regime permanente, as tensões e as correntes instantâneas nos enrolamentos estáticos podem ser escritas na forma de ondas senoidais com a frequência de alimentação,  $f_e (= \omega_e / 2\pi)$ . Assim,

$$\begin{aligned} v_{main} &= \sqrt{2}V_{main} \cos(\omega_e t + \varphi_{v,main}) \\ &= \text{Re}[\sqrt{2}\hat{V}_{main}e^{j\omega_e t}] \end{aligned} \quad (4.7)$$

$$v_{aux} = \sqrt{2}V_{aux} \cos(\omega_e t + \varphi_{V,aux}) = \text{Re}[\sqrt{2}\hat{V}_{aux}e^{j\omega_e t}] \quad (4.8)$$

$$\begin{aligned} i_{main} &= \sqrt{2}I_{main} \cos(\omega_e t + \varphi_{I,main}) \\ &= \text{Re}[\sqrt{2}\hat{I}_{main}e^{j\omega_e t}] \end{aligned} \quad (4.9)$$

$$i_{aux} = \sqrt{2}I_{aux} \cos(\omega_e t + \varphi_{I,aux}) = \text{Re}[\sqrt{2}\hat{I}_{aux}e^{j\omega_e t}] \quad (4.10)$$

Nessas equações,  $V$  e  $I$  correspondem aos valores eficazes, e  $\hat{V}$  e  $\hat{I}$  representam os fasores de tensão e corrente de cada enrolamento principal (*main*) e auxiliar (*aux*) do estator. Os ângulos de fase da tensão e da corrente em cada enrolamento são denotados por  $\varphi$ . O símbolo  $\text{Re}[\ ]$  se refere à parcela real do argumento complexo contido no interior dos colchetes.

Ao substituir as Equações (4.2), (4.9) e (4.10) na Equação (4.1) e reorganizá-la de forma explícita para  $\lambda_1$ , obtém-se:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= L_{rot}i_1 + \text{Re} \left[ \frac{L_{main,rot}\hat{I}_{main}}{\sqrt{2}} \mp j \frac{L_{aux,rot}\hat{I}_{aux}}{\sqrt{2}} e^{js \ \ e t} \right] + \\ &+ \text{Re} \left[ \frac{L_{main,rot}\hat{I}_{main}}{\sqrt{2}} \pm j \frac{L_{aux,rot}\hat{I}_{aux}}{\sqrt{2}} e^{j(2-s)\omega_e t} \right] \end{aligned} \quad (4.11)$$

Os segundo e terceiro termos do lado direito da Equação (4.11) são parcelas do fluxo concatenado decorrentes da indução mútua dos enrolamentos do estator e do rotor, já divididas conforme a teoria dos campos magnéticos girantes, com a frequência  $s\omega_e$  e  $(2-s)\omega_e$  associadas aos campos direto e reverso, respectivamente. A exemplo das correntes no estator, a corrente instantânea na fase 1 do rotor também pode ser escrita na forma de onda senoidal, já explicitando as contribuições dos campos direto (+) e reverso (-):

$$\begin{aligned}
i_1 &= \sqrt{2}I_1^+ \cos(s\omega_e t + \varphi_{I,1}^+) \\
&\quad + \sqrt{2}I_1^- \cos((2-s)\omega_e t + \varphi_{I,1}^-) \\
&= \operatorname{Re}[\sqrt{2}\hat{I}_1^+ e^{js\omega_e t}] \\
&\quad + \operatorname{Re}[\sqrt{2}\hat{I}_1^- e^{j(2-s)\omega_e t}]
\end{aligned} \tag{4.12}$$

em que  $I_1^+$  e  $I_1^-$  são as parcelas de corrente eficaz induzidas na fase 1 do rotor pelos campos direto e reverso, respectivamente, enquanto  $\hat{I}_1^+$  e  $\hat{I}_1^-$  representam seus fasores, os quais podem ser calculados com a substituição das Equações (4.12) e (4.11) na Equação (4.5):

$$\hat{I}_1^+ = \frac{j s \omega_e (L_{\text{main,rot}} \hat{I}_{\text{main}} \mp j L_{\text{aux,rot}} \hat{I}_{\text{aux}})}{2(R_{\text{rot}} + j s \omega_e L_{\text{rot}})} \tag{4.13}$$

$$\hat{I}_1^- = \frac{j(2-s)\omega_e (L_{\text{main,rot}} \hat{I}_{\text{main}} \pm j L_{\text{aux,rot}} \hat{I}_{\text{aux}})}{2[R_{\text{rot}} + j(2-s)\omega_e L_{\text{rot}}]} \tag{4.14}$$

Adotando o mesmo procedimento para a fase 2 do rotor, obtém-se:

$$\begin{aligned}
i_2 &= \sqrt{2}I_2^+ \cos(s\omega_e t + \varphi_{I,2}^+) \\
&\quad + \sqrt{2}I_2^- \cos((2-s)\omega_e t + \varphi_{I,2}^-) \\
&= \operatorname{Re}[\sqrt{2}\hat{I}_2^+ e^{js\omega_e t}] \\
&\quad + \operatorname{Re}[\sqrt{2}\hat{I}_2^- e^{j(2-s)\omega_e t}]
\end{aligned} \tag{4.15}$$

com as correntes  $\hat{I}_2^+$  e  $\hat{I}_2^-$  sendo dadas por:

$$\hat{I}_2^+ = \pm j \hat{I}_1^+; \quad \hat{I}_2^- = \mp j \hat{I}_1^- \tag{4.16}$$

Com o objetivo de simplificar a notação para a continuação do desenvolvimento do modelo, adota-se as seguintes nomenclaturas:



$$\hat{I}_1^+ = \mp j \hat{I}_2^+ = -j \hat{K}^+ (L_{main,rot} \hat{I}_{main} \mp j L_{aux,rot} \hat{I}_{aux}) \quad (4.17)$$

$$\hat{I}_1^- = \pm j \hat{I}_2^- = -j \hat{K}^- (L_{main,rot} \hat{I}_{main} \pm j L_{aux,rot} \hat{I}_{aux}) \quad (4.18)$$

com

$$\hat{K}^+ = \frac{s \omega_e}{2(R_{rot} + js \omega_e L_{rot})} \quad (4.19)$$

$$\hat{K}^- = \frac{(2-s) \omega_e}{2[R_{rot} + j(2-s) \omega_e L_{rot}]} \quad (4.20)$$

As Equações (4.17) e (4.18) podem ser substituídas nas equações (4.12) e (4.15) de modo a expressar as correntes no rotor em função das correntes nos enrolamentos do estator. Assim, as correntes do rotor são eliminadas da Equação (4.1), e usando identidades trigonométricas adequadas, pode-se escrever a seguinte expressão para o fluxo concatenado  $\lambda_{main}$ :

$$\begin{aligned} \lambda_{main} = & L_{main} i_{main} + \\ & + \frac{L_{main,rot} I_1^+}{\sqrt{2}} [\cos(\omega_e t + \varphi_1^+) + \cos((2s-1)\omega_e t + \varphi_1^+)] \\ & + \frac{L_{main,rot} I_1^-}{\sqrt{2}} [\cos((3-2s)\omega_e t + \varphi_1^-) + \cos(\omega_e t + \varphi_1^-)] \\ & - \frac{L_{main,rot} I_2^+}{\sqrt{2}} [\cos(\omega_e t + \varphi_2^+) - \sin((2s-1)\omega_e t + \varphi_2^+)] \\ & - \frac{L_{main,rot} I_2^-}{\sqrt{2}} [\sin((3-2s)\omega_e t + \varphi_2^-) - \sin(\omega_e t + \varphi_2^-)] \end{aligned} \quad (4.21)$$

A Equação (4.21) pode ser reduzida a uma forma mais conveniente, utilizando as Equações (4.17) e (4.18) e manipulando-a para cancelar os termos associados às frequências  $(2s-1)\omega_e$  e  $(3-2s)\omega_e$ , resultando:

$$\lambda_{main} = Re[\hat{\lambda}_{main} e^{j\omega_e t}] \quad (4.22)$$

com

$$\begin{aligned} \hat{\lambda}_{main} &= [L_{main} \hat{I}_{main} + L_{main,rot} (\hat{I}_1^+ + \hat{I}_1^-)] \\ &= [L_{main} - jL_{main,rot}^2 (\hat{K}^+ + \hat{K}^-)] \hat{I}_{main} \\ &\mp L_{main,rot} L_{aux,rot} (\hat{K}^+ - \hat{K}^-) \hat{I}_{aux} \end{aligned} \quad (4.23)$$

Aplicando o mesmo procedimento ao enrolamento auxiliar do estator:

$$\lambda_{aux} = Re[\hat{\lambda}_{aux} e^{j\omega_e t}] \quad (4.24)$$

sendo

$$\begin{aligned} \hat{\lambda}_{aux} &= [L_{aux} \hat{I}_{aux} + L_{aux,rot} (\hat{I}_1^+ + \hat{I}_1^-)] \\ &= [L_{aux} - jL_{aux,rot}^2 (\hat{K}^+ + \hat{K}^-)] \hat{I}_{aux} \\ &\pm L_{main,rot} L_{aux,rot} (\hat{K}^+ - \hat{K}^-) \hat{I}_{main} \end{aligned} \quad (4.25)$$

Os enrolamentos do estator são alimentados por uma única fonte, cuja tensão eficaz é  $V_{in}$ . Logo, a tensão é a mesma sobre eles e pode-se escrever:

$$v_{main} = v_{aux} = \sqrt{2} V_{in} \cos(\omega_e t) = Re[\sqrt{2} V_{in} e^{j\omega_e t}] \quad (4.26)$$

Porém, como o enrolamento auxiliar está conectado a um capacitor permanente, deve-se considerar uma queda de tensão sobre a impedância do capacitor,  $\hat{Z}_{cap}$ . Logo:

$$\hat{V}_{main} = V_{in} = R_{main}\hat{I}_{main} + j\omega_e\hat{\lambda}_{main} \quad (4.27)$$

$$\hat{V}_{aux} = V_{in} - \hat{Z}_{cap}\hat{I}_{aux} = R_{aux}\hat{I}_{aux} + j\omega_e\hat{\lambda}_{aux} \quad (4.28)$$

Finalmente, as Equações (4.27) e (4.28) são combinadas com as Equações (4.23) e (4.25), dando origem a um sistema de duas equações e duas incógnitas,  $\hat{I}_{main}$  e  $\hat{I}_{aux}$ , que é resolvido via o método da eliminação de Gauss:

$$\begin{aligned} & \left\{ \begin{array}{l} R_{main} + j\omega_e[L_{main} - jL_{main,rot}^2(\hat{K}^+ + \hat{K}^-)] \dots \\ \pm j\omega_e L_{main,rot} L_{aux,rot}(\hat{K}^+ - \hat{K}^-) \end{array} \right\} \dots \\ & \dots \left\{ \begin{array}{l} \mp j\omega_e L_{main,rot} L_{aux,rot}(\hat{K}^+ - \hat{K}^-) \\ \hat{Z}_{cap} + R_{aux} + j\omega_e[L_{aux} - jL_{aux,rot}^2(\hat{K}^+ + \hat{K}^-)] \end{array} \right\} \begin{bmatrix} \hat{I}_{main} \\ \hat{I}_{aux} \end{bmatrix} \quad (4.29) \\ & = \begin{bmatrix} V_{in} \\ -V_{in} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

Uma vez obtidas as correntes, deve-se calcular o torque de eixo disponibilizado pelo motor. Para tanto, emprega-se o conceito de co-energia<sup>3</sup>,  $W'$ . Da Equação (4.1), a co-energia pode ser escrita como:

---

<sup>3</sup> O conceito de co-energia é frequentemente utilizado para cálculo de forças e conjugados magnéticos. O completo detalhamento de co-energia e sua aplicação podem ser encontrados em Fitzgerald *et al.* (2006).

$$\begin{aligned}
W' &= 0,5L_{main}i_{main}^2 + 0,5L_{aux}i_{aux}^2 + 0,5L_{rot}(i_1^2 + i_2^2) \\
&+ i_{main}L_{main,rot}[i_1 \cos \theta_e \pm i_2 \sin \theta_e] \\
&+ i_{aux}L_{aux,rot}[\mp i_1 \sin \theta_e + i_2 \cos \theta_e]
\end{aligned} \tag{4.30}$$

e o torque instantâneo é calculado através da derivada da co-energia em relação ao deslocamento angular do rotor,  $\theta$  ( $= \theta_e/P$ ):

$$\begin{aligned}
\tau_{sh}^i &= \frac{\partial W'}{\partial \theta} = \frac{\partial W'}{\partial \theta_e} \frac{\partial \theta_e}{\partial \theta} \\
&= P[-i_{main}L_{main,rot}(i_1 \sin \theta_e \mp i_2 \cos \theta_e) \\
&+ i_{aux}L_{aux,rot}(\mp i_1 \cos \theta_e - i_2 \sin \theta_e)]
\end{aligned} \tag{4.31}$$

O torque médio é obtido após algumas manipulações algébricas:

$$\begin{aligned}
\tau_{sh} &= Re \left\{ P \left[ (\hat{K}^{+*} - \hat{K}^{-*}) \left( L_{main,rot}^2 |\hat{I}_{main}|^2 + L_{aux,rot}^2 |\hat{I}_{aux}|^2 \right. \right. \right. \\
&\left. \left. \mp j(\hat{K}^{+*} + \hat{K}^{-*}) L_{main,rot} L_{aux,rot} (\hat{I}_{main}^* \hat{I}_{aux} - \hat{I}_{main} \hat{I}_{aux}^*) \right) \right] \left. \right\}
\end{aligned} \tag{4.32}$$

em que o sobrescrito \* é o símbolo adotado para expressar o complexo conjugado da grandeza. A partir do torque, calcula-se a potência de eixo:

$$\dot{W}_{sh} = \omega \tau_{sh} \tag{4.33}$$

e a potência elétrica consumida pelo motor:

$$\dot{W} = Re[V_{in}(\hat{I}_{main}^* + \hat{I}_{aux}^*)] \tag{4.34}$$

Finalmente, as perdas distribuídas são obtidas das seguintes equações:

$$\dot{Q}_{main} = R_{main} |\hat{I}_{main}|^2 \quad (4.35)$$

$$\dot{Q}_{aux} = R_{aux} |\hat{I}_{aux}|^2 \quad (4.36)$$

$$\dot{Q}_{rot} = R_{rot} (|I_1^+|^2 + |I_1^-|^2 + |I_2^+|^2 + |I_2^-|^2) \quad (4.37)$$

em que  $\dot{Q}_{aux}$  corresponde à perda Joule no enrolamento auxiliar do estator.

O procedimento apresentado pode ser aplicado para situações em que os efeitos de perda no núcleo são negligenciáveis. Contudo, geralmente essas perdas são relevantes para determinação do desempenho e da temperatura do motor, devendo assim ser incluídas na análise do circuito eletromagnético, como será detalhado a seguir.

## 4.2 Modelo MEG com Perdas no Núcleo

Umans (1996) propôs modelar a perda no núcleo como uma perda resistiva associada a dois enrolamentos denominados como principal (M) e auxiliar (A), que concatenam os fluxos magnéticos  $\lambda_M$  e  $\lambda_A$ . Assim, as equações correspondentes a cada um dos enrolamentos são inseridas na Equação (4.1), acoplando magneticamente tais componentes de perda no núcleo com os demais descritos na seção anterior. A equação modificada assume a seguinte forma:

$$\begin{bmatrix} \lambda_{main} \\ \lambda_{aux} \\ \lambda_M \\ \lambda_A \\ \lambda_1 \\ \lambda_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_{main} & 0 \\ 0 & L_{aux} \\ L_{main,ag} & 0 \\ 0 & L_{aux,ag} \\ L_{main,rot} \cos \theta_e & \mp L_{aux,rot} \sin \theta_e \\ \pm L_{main,rot} \sin \theta_e & L_{aux,rot} \cos \theta_e \\ L_{main,ag} & 0 \\ 0 & L_{aux,ag} \\ \dots & L_M & 0 & \dots \\ & 0 & L_A & \dots \\ L_{main,rot} \cos \theta_e & \mp L_{aux,rot} \sin \theta_e \\ \pm L_{main,rot} \sin \theta_e & L_{aux,rot} \cos \theta_e \\ L_{main,rot} \cos \theta_e & \pm L_{main,rot} \sin \theta_e \\ \mp L_{aux,rot} \sin \theta_e & L_{aux,rot} \cos \theta_e \\ \dots & L_{rot} & 0 \\ & 0 & L_{rot} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{main} \\ i_{aux} \\ i_M \\ i_A \\ i_1 \\ i_2 \end{bmatrix} \quad (4.38)$$

em que  $i_M$  e  $i_A$  são as correntes instantâneas nos enrolamentos principal e auxiliar de perda no núcleo, e  $L_M$  e  $L_A$  são as indutâncias próprias dos mesmos, respectivamente. A exemplo da abordagem nos enrolamentos do estator e do rotor, os enrolamentos de perda no núcleo estão em quadratura e são magneticamente desacoplados entre si. Porém, há indução mútua entre enrolamentos principais de perda no núcleo e estator,  $L_{main,ag}$ , e enrolamentos auxiliares dos mesmos componentes,  $L_{aux,ag}$ .

Duas equações de tensão referentes às perdas no núcleo são adicionadas ao grupo de Equações (4.3) – (4.6), considerando as quedas de tensão por efeito resistivo e induzido:

$$v_M = 0 = R_M i_M + \frac{d\lambda_M}{dt} \quad (4.39)$$

$$v_A = 0 = R_A i_A + \frac{d\lambda_A}{dt} \quad (4.40)$$

sendo  $R_M$  e  $R_A$  as resistências no enrolamentos principal e auxiliar de perda no núcleo, respectivamente.

A partir desse ponto, a análise prossegue de maneira análoga ao que já foi apresentado na seção 4.1. Embora haja um esforço adicional em manipulações algébricas para dedução de novas expressões, não há modificações em relação à lógica de obtenção das equações exibidas anteriormente.

As correntes e os fluxos concatenados nos enrolamentos principal e auxiliar de perda no núcleo podem ser descritos de forma análoga às Equações (4.12) e (4.22), ou seja:

$$i_M = \text{Re}[\sqrt{2}\hat{I}_M e^{j\omega_e t}]; \quad i_A = \text{Re}[\sqrt{2}\hat{I}_A e^{j\omega_e t}] \quad (4.41)$$

$$\lambda_M = \text{Re}[\sqrt{2}\hat{\lambda}_M e^{j\omega_e t}]; \quad \lambda_A = \text{Re}[\sqrt{2}\hat{\lambda}_A e^{j\omega_e t}] \quad (4.42)$$

As correntes  $i_l$  e  $i_2$  continuam sendo escritas conforme as Equações (4.12) e (4.15), mas as Equações (4.17) e (4.18) possuem pequenas alterações, somando termos de corrente nos enrolamentos de perda no núcleo às parcelas das correntes nos enrolamentos estáticos principal e auxiliar:

$$\hat{I}_1^+ = \mp j \hat{I}_2^+ = -j \hat{K}^+ [L_{main,rot}(\hat{I}_{main} + \hat{I}_M) \mp j L_{aux,rot}(\hat{I}_{aux} + \hat{I}_A)] \quad (4.43)$$

$$\hat{I}_1^- = \pm j \hat{I}_2^- = -j \hat{K}^- [L_{main,rot}(\hat{I}_{main} + \hat{I}_M) \pm j L_{aux,rot}(\hat{I}_{aux} + \hat{I}_A)] \quad (4.44)$$

e os parâmetros  $\hat{K}^+$  e  $\hat{K}^-$  continuam sendo avaliados conforme as Equações (4.19) e (4.20). O sistema de equações a ser resolvido para obtenção das correntes passa a ser:

$$[\hat{V}] = \{\{R\} + \{\hat{Z}\} + j\omega\{\hat{L}\}\} [\hat{I}] \quad (4.45)$$

sendo

$$[\hat{V}] = \begin{bmatrix} V_{in} \\ -V_{in} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \{R\} = \begin{pmatrix} R_{main} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & R_{aux} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_M & 0 \\ 0 & 0 & 0 & R_A \end{pmatrix}; \quad (4.46)$$

$$\{\hat{Z}\} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \hat{Z}_{cap} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}; [\hat{I}] = \begin{bmatrix} \hat{I}_{main} \\ \hat{I}_{aux} \\ \hat{I}_M \\ \hat{I}_A \end{bmatrix}$$



$$\{\hat{L}\} = \begin{cases} L_{main} - jL_{main,rot}^2 \hat{K}_S & \mp L_{main,rot} L_{aux,rot} \hat{K}_D \\ \pm L_{main,rot} L_{aux,rot} \hat{K}_D & L_{aux} - jL_{aux,rot}^2 \hat{K}_S \\ L_{main,ag} - jL_{main,rot}^2 \hat{K}_S & \mp L_{main,rot} L_{aux,rot} \hat{K}_D \\ \pm L_{main,rot} L_{aux,rot} \hat{K}_D & L_{aux,ag} - jL_{aux,rot}^2 \hat{K}_S \end{cases} \dots \quad (4.47)$$

$$\dots \left. \begin{array}{l} L_{main,ag} - jL_{main,rot}^2 \hat{K}_S \quad \mp L_{main,rot} L_{aux,rot} \hat{K}_D \\ \pm L_{main,rot} L_{aux,rot} \hat{K}_D \quad L_{aux,ag} - jL_{aux,rot}^2 \hat{K}_S \\ L_M - jL_{main,rot}^2 \hat{K}_S \quad \mp L_{main,rot} L_{aux,rot} \hat{K}_D \\ \pm L_{main,rot} L_{aux,rot} \hat{K}_D \quad L_A - jL_{aux,rot}^2 \hat{K}_S \end{array} \right\}$$

$$\hat{K}_S = \hat{K}^+ + \hat{K}^-; \quad \hat{K}_D = \hat{K}^+ - \hat{K}^- \quad (4.48)$$

O torque no eixo passa a ser determinado através de:

$$\begin{aligned} \tau_{sh} = Re \{ P [ & (\hat{K}^{+*} - \hat{K}^{-*}) (L_{main,rot}^2 |\hat{I}_{main} + \hat{I}_M|^2 + \\ & + L_{aux,rot}^2 |\hat{I}_{aux} + \hat{I}_A|^2) \mp j(\hat{K}^{+*} + \hat{K}^{-*}) \cdot \\ & \cdot L_{main,rot} L_{aux,rot} ((\hat{I}_{main} + \hat{I}_M)^* (\hat{I}_{aux} + \hat{I}_A) + \\ & - (\hat{I}_{main} + \hat{I}_M)(\hat{I}_{aux} + \hat{I}_A)^*)] \} \end{aligned} \quad (4.49)$$

E finalmente, as perdas no núcleo são calculadas em cada enrolamento:

$$\dot{Q}_M = R_M |\hat{I}_M|^2 \quad (4.50)$$

$$\dot{Q}_A = R_A |\hat{I}_A|^2 \quad (4.51)$$

Antes de realizar os cálculos com as equações apresentadas nesta seção, deve-se estimar os parâmetros elétricos do motor. As resistências dos enrolamentos principal e auxiliar do estator,  $R_{main}$  e  $R_{aux}$ , bem como do rotor,  $R_{rot}$ , são calculadas conforme procedimento descrito na seção 3.3. Na próxima seção, será apresentado o método utilizado para a determinação das indutâncias associadas ao circuito eletromagnético.

### 4.3 Determinação dos Parâmetros Eletromagnéticos do MEG

Como observado no capítulo 3, a precisão na determinação dos parâmetros do circuito equivalente afeta diretamente a qualidade dos resultados fornecidos pelo MES. Da mesma forma, essa etapa é muito importante e deve ser conduzida de forma criteriosa no MEG, visando obter resultados consistentes. Segundo Umans (1996), estimativas baseadas em relações analíticas fornecem resultados satisfatórios, mas que são melhorados quando os parâmetros são ajustados de modo a reproduzir dados experimentais. Assim, o procedimento de determinação dos parâmetros do MEG consiste em realizar uma etapa inicial, baseada em estimativas analíticas e uma etapa de ajuste das mesmas até que os resultados de corrente no enrolamento principal, torque e eficiência do motor sejam compatíveis com dados experimentais. A seguir, apresentam-se as equações adotadas na determinação dos diversos parâmetros do circuito.

i. Indutâncias mútuas  $L_{main,ag}$  e  $L_{aux,ag}$ .

As indutâncias mútuas entre os enrolamentos de perda no núcleo e estator, representadas pelas componentes no entreferro das indutâncias próprias dos enrolamentos estatóricos,  $L_{main,ag}$  e  $L_{aux,ag}$ , são estimadas inicialmente através de relações consolidadas na literatura (Fitzgerald *et al.*, 2006):

$$L_{main,ag} = \frac{2\mu_0 L_{stack} (D_i - \delta) NEE_{main}^2}{\pi \delta^2}; \quad (4.52)$$

$$L_{aux,ag} = L_{main,ag} \frac{NEE_{aux}^2}{NEE_{main}^2}$$

ii. Indutância própria  $L_{rot}$ .

A indutância própria dos enrolamentos do rotor,  $L_{rot}$ , é aproximada pela sua componente no entreferro,  $L_{rot,ag}$ , negligenciando-se a parcela de dispersão. Portanto:

$$L_{rot} = L_{rot,ag} = L_{main,ag} \left( \frac{L_{main,rot}}{L_{main,ag}} \right)^2 \quad (4.53)$$

iii. Indutâncias próprias  $L_{main}$  e  $L_{aux}$ .

A exemplo da indutância própria dos enrolamentos do rotor, as indutâncias próprias dos enrolamentos principal e auxiliar do estator são estimadas desconsiderando-se as parcelas de dispersão. Assume-se que as tais indutâncias próprias são iguais às parcelas associadas ao entreferro:

$$L_{main} = L_{main,ag}; \quad L_{aux} = L_{aux,ag} \quad (4.54)$$

iv. Indutâncias mútuas  $L_{main,rot}$  e  $L_{aux,rot}$ .

As indutâncias mútuas entre os enrolamentos do estator e do rotor estão relacionadas entre si pela razão entre os números de espiras:

$$\frac{L_{main,rot}}{L_{aux,rot}} = \frac{NEE_{main}}{NEE_{aux}} \quad (4.55)$$

Umans (1996) sugere que tais indutâncias sejam calculadas através das seguintes expressões:

$$L_{main,rot} = \frac{L_{main,ag}}{NEE_{main}}; \quad L_{aux,rot} = \frac{L_{aux,ag}}{NEE_{aux}} \quad (4.56)$$

que atendem ao requisito imposto pela Equação (4.55).

v. Indutâncias próprias  $L_M$  e  $L_A$ .

As indutâncias próprias dos enrolamentos de perda no núcleo são modeladas por Umans (1996) como a soma das parcelas de indutância mútua e de dispersão:

$$L_M = L_{main,M} + L_{Ml}; \quad L_A = L_{aux,A} + L_{Al} \quad (4.57)$$

sendo as indutâncias mútuas entre enrolamentos do estator e de perda no núcleo iguais às componentes de entreferro:

$$L_{main,M} = L_{main,ag}; \quad L_{aux,A} = L_{aux,ag} \quad (4.58)$$

Para garantir que o modelo seja fisicamente consistente, as indutâncias devem ser todas positivas. Para tanto, as seguintes relações são propostas:

$$L_{rot}L_M \geq L_{main,rot}^2; \quad L_{rot}L_A \geq L_{aux,rot}^2 \quad (4.59)$$

Assim, substituindo as Equações (4.57) em (4.59), obtém-se:

$$L_{Ml} \geq \frac{L_{main,rot}^2}{L_{rot}} - L_{main,ag}; \quad L_{Al} \geq \frac{L_{aux,rot}^2}{L_{rot}} - L_{aux,ag} \quad (4.60)$$

Segundo Umans (1996), as indutâncias de dispersão de perda no núcleo não afetam consideravelmente o desempenho do modelo, pois as correntes nesses enrolamentos são baixas e, conseqüentemente, também as quedas de tensão. Diante disso, Umans (1996) recomenda que as estimativas para as indutâncias de dispersão dos enrolamentos de perda no núcleo sejam calculadas conforme:

$$L_{Ml} = 1,05 \left( \frac{L_{main,rot}^2}{L_{rot}} - L_{main,ag} \right); \quad (4.61)$$

$$L_{Al} = 1,05 \left( \frac{L_{aux,rot}^2}{L_{rot}} - L_{aux,ag} \right)$$

atribuindo o valor zero às indutâncias de dispersão nos casos em que a avaliação das Equações (4.61) retorne um valor negativo.

vi. Resistências de perda no núcleo  $R_M$  e  $R_A$ :

A resistência do enrolamento principal de perda no núcleo,  $R_M$ , é estimada inicialmente em 2000  $\Omega$ , mas é ajustada através do procedimento de calibração do MEG que será discutido adiante. Para determinar a resistência do enrolamento auxiliar,  $R_A$ , assume-se que a perda no núcleo se divide igualmente nos dois enrolamentos:

$$R_A = R_M \frac{V_{aux}^2}{V_{main}^2} \quad (4.62)$$

em que  $V_{main}$  e  $V_{aux}$  são as tensões eficazes nos enrolamentos principal e auxiliar do estator. Como não há qualquer impedância externa conectada ao enrolamento principal,  $V_{main} = V_{in}$ . Porém, em um motor bifásico, um capacitor permanente é conectado junto ao enrolamento auxiliar, de modo que a tensão nesse enrolamento é diferente de  $V_{in}$ . Nessa condição, o valor de  $V_{aux}$  é obtido de dado experimental e deve ser inserido como dado de entrada para o procedimento de calibração do MEG.

vii. Impedância do capacitor  $\hat{Z}_{cap}$ .

A impedância do capacitor permanente é calculada a partir da capacitância do capacitor,  $C$ :

$$\hat{Z}_{cap} = \frac{-j}{\omega_e C} \quad (4.63)$$

#### 4.4 Calibração do Modelo MEG

O procedimento de calibração do MEG consiste em ajustar valores para resistência do rotor,  $R_{rot}$ , indutância de entreferro,  $L_{main,ag}$ , e resistência de perda no núcleo,  $R_M$ . Tais ajustes são necessários, pois as estimativas analíticas não contemplam efeitos causados por saturação magnética, harmônicos de ordem superior e outros aspectos associados a perdas suplementares. Os ajustes são realizados através de três procedimentos iterativos independentes para a determinação dos parâmetros  $R_{rot}$ ,  $L_{main,ag}$  e  $R_M$ , os quais são incrementados até que os resultados de torque,  $\tau_{sh}$ , corrente no enrolamento principal do estator,  $I_{main}$ , e eficiência do motor,  $\eta_{ele}$ , respectivamente, se aproximem satisfatoriamente de medições obtidas em uma condição de carga específica, ou ponto de operação.

A etapa inicial da calibração do modelo consiste na entrada dos dados experimentais do motor para um ponto de operação ( $\omega_{exp}$ ,  $\tau_{sh,exp}$ ,  $I_{main,exp}$ ,  $\eta_{ele,exp}$ ,  $V_{main,exp}$  e  $V_{aux,exp}$ ) e na estimativa inicial de todas as indutâncias e das resistências de perda no núcleo. Em seguida, as resistências dos enrolamentos principal e auxiliar do estator,  $R_{main}$  e  $R_{aux}$ , as resistências das barras e dos anéis do rotor,  $R_{bars}$ ,  $R_{ring}$ , e a impedância do capacitor permanente,  $\hat{Z}_{cap}$ , são calculadas e os coeficientes de incremento  $k_\tau$ ,  $k_I$  e  $k_\eta$ , associados a cada um dos processos iterativos, são inicializados.

No primeiro laço iterativo, a resistência do rotor é calculada utilizando  $R_{bar}$ ,  $R_{ring}$  e  $k_\tau$  e o MEG é acionado para o cálculo das correntes, torque e eficiência. Se a diferença entre os torques previsto e medido for inferior a uma tolerância especificada,  $\varepsilon_\tau$ , o laço de cálculo é convergido. Caso contrário, atualiza-se o valor de  $k_\tau$  com base na diferença entre torques e repete-se o processo até que a convergência seja observada.

No segundo laço, a indutância de entreferro  $L_{main,ag}$  é atualizada via o coeficiente  $k_I$  e como as demais indutâncias são estimadas a partir de  $L_{main,ag}$ , elas são também atualizadas. O MEG é novamente acionado e os valores de  $\tau_{sh}$ ,  $I_{main}$ ,  $\eta_{ele}$  são recalculados. Se a diferença entre as correntes  $I_{main}$  e  $I_{main,exp}$  for menor que a tolerância  $\varepsilon_I$ , o laço é convergido e segue-se o processo. Caso contrário, atualiza-se  $k_I$  com base no desvio entre os valores de corrente e repete-se o processo.

No terceiro laço, a resistência  $R_M$  é incrementada em função de  $k_\eta$  e a resistência  $R_A$  é atualizada. O MEG é resolvido novamente e um novo valor para  $\eta_{ele}$  é obtido. Se esse valor for suficientemente próximo de  $\eta_{ele,exp}$ , ou seja,  $|\eta_{ele} - \eta_{ele,exp}| < \varepsilon_\eta$ , o terceiro laço é convergido. Caso contrário, incrementa-se  $k_\eta$  e repetem-se os cálculos. Depois que o

terceiro laço é convergido, é necessário verificar se os valores atualizados de torque, corrente e eficiência atendem simultaneamente aos três laços. Se não atenderem, retorna-se ao primeiro laço e reinicia-se todo o procedimento. Caso atendam, o procedimento de calibração é encerrado. A Figura 4.2 ilustra um fluxograma do algoritmo usado na calibração do MEG.

Deve ser mencionado que o modelo MEG foi calibrado para o motor monofásico, ou seja, que opera somente com o enrolamento principal do estator acionado. Para tanto, foi atribuída uma capacitância do capacitor permanente,  $C$ , suficientemente próxima de zero ( $\sim 10^{-15}$   $\mu\text{F}$ ). Adotou-se essa postura, pois a maior parte das análises neste trabalho foram realizadas com o motor operando sem capacitor permanente (com exceção da análise apresentada na seção 7.3).

Os valores ajustados para  $k_r$  e  $k_l$  são 1,64 e 1,68, respectivamente, indicando que a resistência do rotor é maior e que a indutância de entreferro é menor que os valores estimados através das Equações (3.31) e (4.52). O coeficiente  $k_r$ , que confere um aumento de 64% na resistência das barras, corresponde a um ajuste de apenas 21% na resistência do rotor. Por outro lado, o ajuste de 1,68 para  $k_l$  representa uma redução da indutância de entreferro de 40%. De acordo com Umans (1996), reduções de até 50% nesse parâmetro podem ser esperadas devido a efeitos de abertura de ranhura e saturação magnética, negligenciados na Equação (4.52). Finalmente, as resistências  $R_M$  e  $R_A$  foram ajustadas a um mesmo valor, 9469  $\Omega$ .

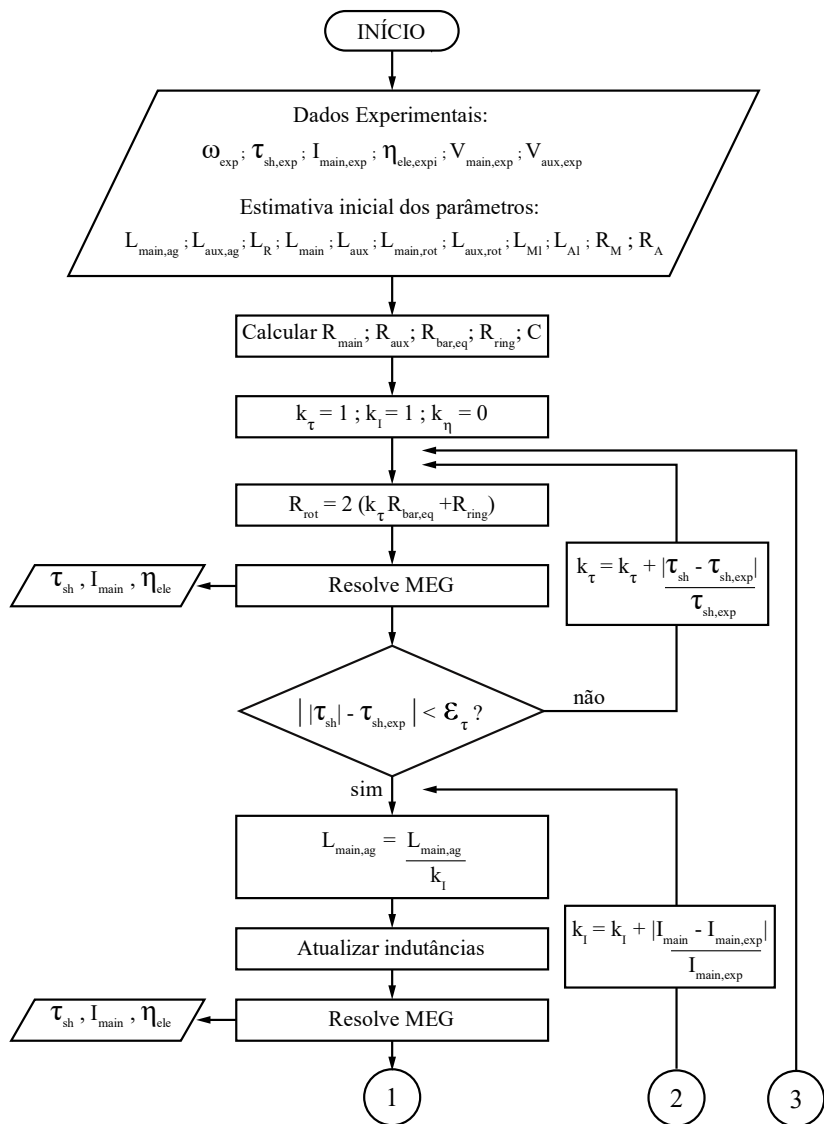


Figura 4.2 - Procedimento de calibração do MEG (continua).



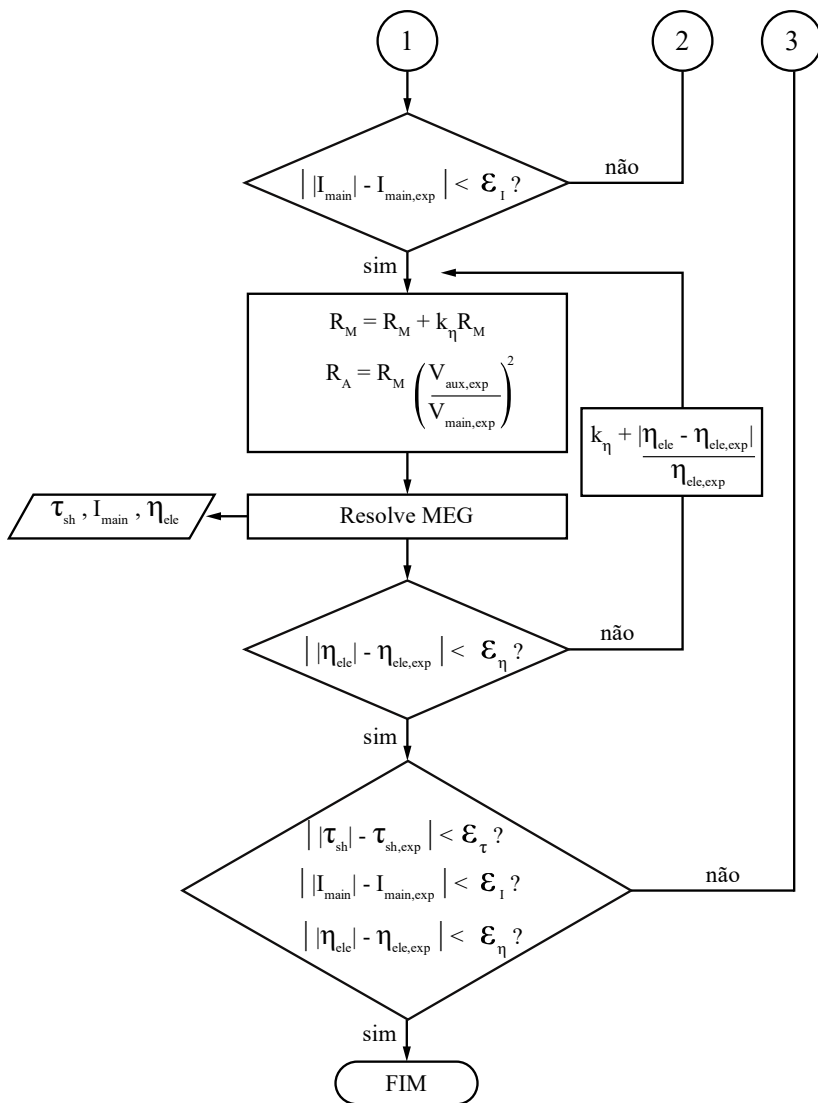


Figura 4.2 - Procedimento de calibração do MEG (conclusão).

## 4.5 Validação do Modelo MEG

Nesta seção, avalia-se o desempenho do MEG comparando suas previsões com aquelas obtidas através do MES e com dados experimentais. A exemplo da validação do MES, correntes, torque e eficiência elétrica são os parâmetros escolhidos para validar o MEG.

Antes de apresentar os resultados, deve-se determinar a sequência de geração de ondas de FMM nos enrolamentos principal e auxiliar do estator, pois os sinais associados a alguns termos das equações que constituem o MEG dependem dessa orientação. Seguindo a sugestão de Umans (1996), quando a sequência de geração de ondas é desconhecida, avaliam-se as duas situações e verifica-se a consistência dos resultados. Para o motor empregado neste trabalho, observou-se que o MEG apresenta previsões coerentes para o caso em que o sinal inferior é utilizado, ao passo que a simulação considerando o sinal superior retorna valores incoerentes de eficiência, torque e corrente.

A Figura 4.3 mostra os resultados de corrente em função da rotação. Avaliam-se primeiramente os dados para o motor monofásico (0  $\mu$ F). No ponto de calibração do modelo, a 2914 rpm, o MEG prevê um valor de corrente no enrolamento principal do estator que coincide com a medição. À medida que a rotação diminui, as previsões do MEG são ligeiramente inferiores aos valores medidos. Porém, à medida que a rotação aumenta, as correntes previstas pelo MEG são levemente superiores aos dados experimentais. Esses desvios decorrem provavelmente de efeitos de saturação magnética, considerados através do fator  $k_I$ , mas que é ajustado apenas em um ponto de operação. Ainda assim, o máximo desvio entre previsão e medição de corrente é de 7% e ocorre na rotação de 2960 rpm.

Quando um capacitor permanente de 5  $\mu$ F é conectado em série ao enrolamento auxiliar do estator, ocorre uma mudança significativa nos valores de corrente, conforme mostra a Figura 4.3. A presença do capacitor promove o surgimento de uma corrente no enrolamento auxiliar e uma redução da corrente no enrolamento principal. Esse comportamento é previsto pelo MEG, observando-se um desvio máximo de 10% em relação às medições de corrente no enrolamento principal e 5% no enrolamento auxiliar, ambos em 2850 rpm. É importante salientar que o MEG não é calibrado novamente para o motor bifásico, mantendo-se os valores para a resistência do rotor,  $R_{rot}$ , indutâncias de entreferro,  $L_{main,ag}$  e  $L_{aux,ag}$ , e resistências de perda no núcleo,  $R_M$  e  $R_A$ , ajustados para o motor monofásico.

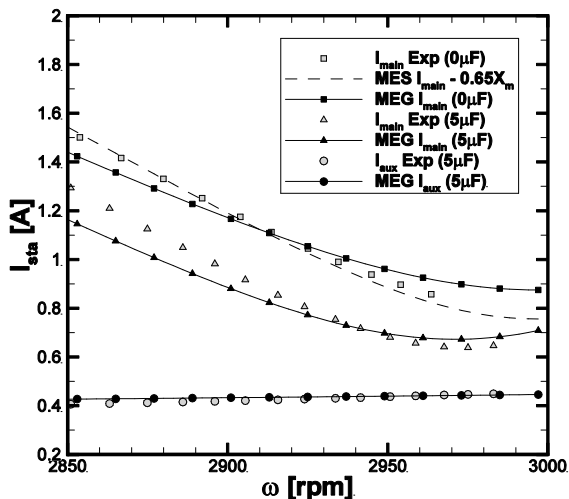


Figura 4.3 - Corrente elétrica em função da rotação.

Apesar de o MES apresentar resultados mais próximos aos dados experimentais em termos de corrente no enrolamento principal, o MEG fornece previsões de torque mais satisfatórias, principalmente em condição de alta carga (baixa rotação). A Figura 4.4 mostra que a curva de torque obtida através do MEG para o motor monofásico e as medições apresentam boa concordância, sendo o desvio máximo entre elas da ordem de 2%. Além disso, os dados experimentais mostram que o motor bifásico fornece um torque superior ao motor monofásico. Isso acontece porque o torque associado ao campo reverso (Apêndice A) é reduzido quando uma máquina elétrica opera com mais de um enrolamento, aumentando o torque líquido disponibilizado pelo motor. Esse comportamento é previsto também pelo MEG, porém em uma magnitude ligeiramente menor que as medições, com desvio máximo de 5,8%.

A Figura 4.5 ilustra os resultados de eficiência elétrica em função da rotação. Para o motor monofásico, percebe-se que as previsões do MEG não são precisas como aquelas fornecidas pelo MES. Essa tendência segue o desvio observado na corrente, pois em menores rotações, o MEG prevê menor corrente e, conseqüentemente, menor perda Joule no enrolamento, o que eleva a eficiência do motor. Quando a rotação aumenta, ocorre o efeito contrário. Uma vez que o MEG prevê uma corrente superior àquela calculada pelo MES, isso resulta em maior perda

Joule e menor eficiência elétrica. É interessante notar também que o efeito da perda Joule sobre a eficiência do motor depende da condição de carga (ou rotação). Quanto menor a rotação, maior a corrente e, portanto, maior é a contribuição das perdas Joule sobre as perdas totais do motor. Uma vez que os modelos apresentam resultados de corrente diferentes em baixa rotação, o mesmo acontece com a previsão da eficiência do motor, atingindo um valor máximo de 1% em 2850 rpm (Figura 4.5).

Ao se conectar um capacitor permanente de 5  $\mu\text{F}$  em série com o enrolamento auxiliar, o motor passa a operar com uma eficiência muito maior que aquela do motor monofásico. Segundo os dados de medições na Figura 4.5, as máximas eficiências dos motores monofásico e bifásico são de 78,3% e 84,4%, respectivamente. Esse aumento de eficiência é esperado, pois o enrolamento auxiliar e o capacitor são dimensionados para reduzir a parcela reversa da onda de FMM e, conseqüentemente, as perdas devido ao campo reverso. Nota-se ainda que o MEG prevê o aumento de eficiência decorrente do uso do capacitor permanente com um desvio máximo de 2,5% em relação às medições nas rotações menores.

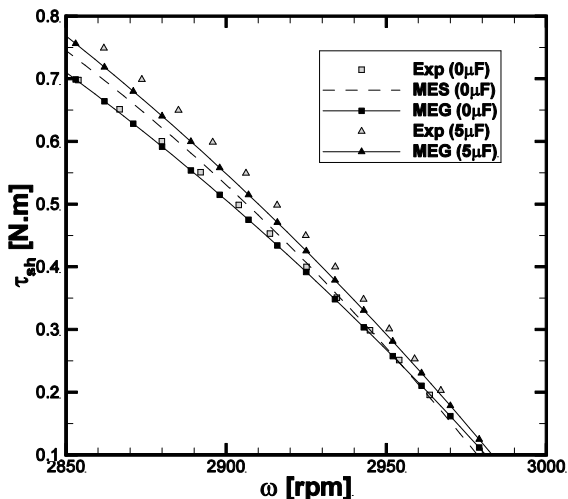


Figura 4.4 - Torque em função da rotação.

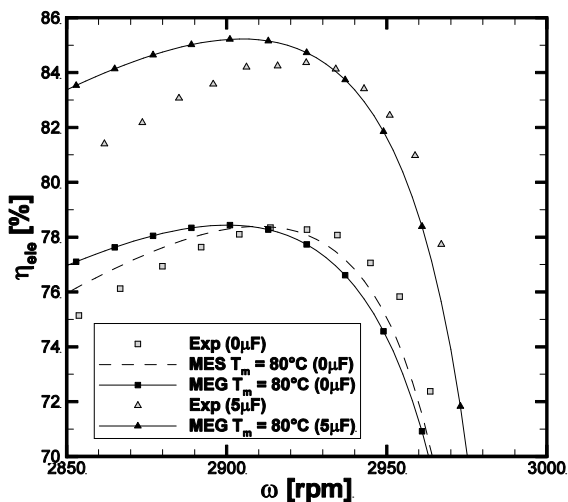


Figura 4.5 - Eficiência elétrica em função da rotação.

Após a análise da aplicação dos modelos MES e MEG, conclui-se que o MES é capaz de prever resultados de corrente e eficiência elétrica mais precisos que o MEG para um motor monofásico. No entanto, o MES não é adequado para a análise de motores bifásicos. No presente estudo, ambos os modelos serão avaliados na previsão de parâmetros de eficiência do compressor e de temperatura do motor.



## 5 MODELO DO CICLO DE COMPRESSÃO

Neste capítulo será apresentado o modelo termodinâmico do ciclo de compressão desenvolvido por Ussyk (1984), denominado RECI<sup>4</sup>. A estrutura principal do RECI é composta por quatro modelos principais:

- Modelo para cálculo do volume da câmara de compressão em função do ângulo de manivela;
- Modelo para cálculo das propriedades termodinâmicas instantâneas do gás no interior da câmara de compressão;
- Modelo para prever o deslocamento das válvulas de sucção e descarga ao longo do ciclo de compressão;
- Modelo para cálculo de vazões mássicas de gás pelos orifícios de sucção e descarga, bem como o vazamento pela folga entre pistão e cilindro.

Cada um desses modelos será descrito a seguir. Ao final, o procedimento de solução do RECI será apresentado.

### 5.1 Modelo para o Volume da Câmara de Compressão

O volume instantâneo da câmara de compressão pode ser escrito em função do deslocamento e do diâmetro do pistão,  $x$  e  $D_{cil}$ , respectivamente, e do volume morto,  $V_m$ :

$$V_g(\theta) = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} x(\theta) + V_m \quad (5.1)$$

em que  $\theta$  é a posição angular do eixo de acionamento. O deslocamento do pistão é modelado pela equação que descreve a cinemática do mecanismo biela-manivela:

$$x(\theta) = C_{PMS} - \left[ e \cos \theta + \sqrt{C_b^2 - (e \sin \theta - d_m)^2} \right] \quad (5.2)$$

---

<sup>4</sup> RECI é uma abreviatura para *Reciprocating* (alternativo em inglês).

em que  $C_b$  é o comprimento da biela,  $e$  é a excentricidade,  $d_m$  é o desalinhamento entre os eixos principal e de simetria do pistão e  $C_{PMS}$  é a distância entre o ponto morto superior (PMS) e o centro do eixo de acionamento. A Figura 5.1 exibe uma representação esquemática do mecanismo.

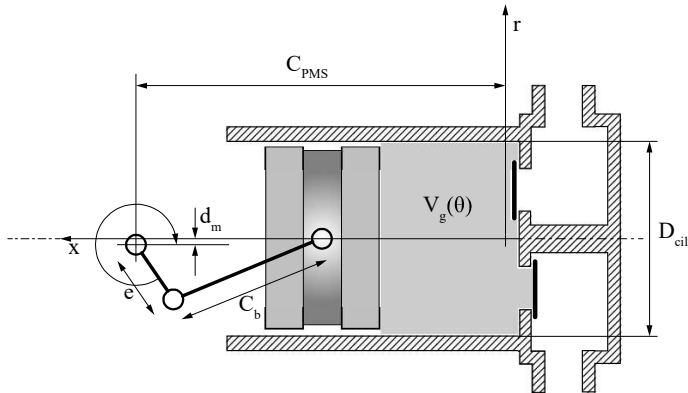


Figura 5.1 - Parâmetros geométricos da câmara de compressão.

Substituindo a Equação (5.2) na Equação (5.1) e sabendo que a relação entre posição angular,  $\theta$ , e tempo,  $t$ , depende da velocidade angular (ou rotação) do compressor ( $\theta = \omega t$ ):

$$V_g(t) = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} \left\{ C_{PMS} - [e \cos \omega t + \sqrt{C_b^2 - (e \sin \omega t - d_m)^2}] \right\} + V_m \quad (5.3)$$

## 5.2 Modelo para as Propriedades Termodinâmicas no Interior da Câmara de Compressão

Esse modelo é baseado na aplicação das equações da conservação da massa e da energia em um volume de controle correspondente à câmara de compressão (Figura 5.2), seguindo uma formulação integral e transiente. Isso significa que propriedades termodinâmicas como pressão



e temperatura variam com o tempo, mas são uniformes no interior da câmara de compressão. Além dessas duas equações, uma relação adicional é necessária para determinação da pressão a partir da temperatura e do volume específico do gás:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho_g dV + \int_{SC} \rho_j \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (5.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho_g e_g dV + \int_{SC} \rho_j (e_j + p_j v_j) \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{Q}_w + \dot{W}_{ind} \quad (5.5)$$

$$p_g = f(T_g, v_g) \quad (5.6)$$

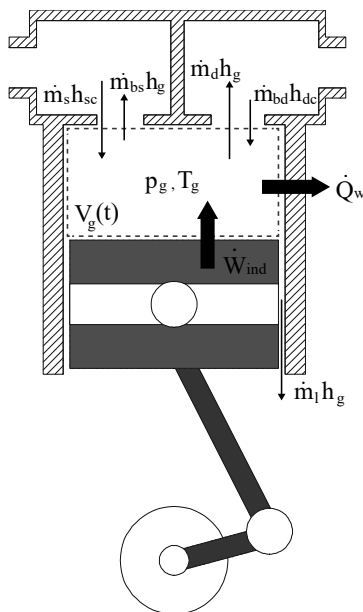


Figura 5.2 - Esquema da câmara de compressão.

em que  $\rho$ ,  $v$  e  $e$  representam massa, volume e energia específicos do gás, respectivamente. Pressão e temperatura são denotados por  $p$  e  $T$ , e  $\vec{V}$  é a velocidade com que o gás atravessa as superfícies de controle. Os termos  $\dot{Q}_w$  e  $\dot{W}_{ind}$  são respectivamente a taxa de transferência de calor entre o gás e as paredes do cilindro e a potência de compressão do gás. Os subíndices  $g$  e  $j$  referem-se ao volume de controle e suas superfícies, nessa ordem.

Assumindo que apenas a parcela de energia interna é relevante (Link e Deschamps, 2011) e considerando o conceito de entalpia ( $h = u + pv$ ), a Equação (5.5) fica:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho_g u_g dV + \int_{SC} \rho_j h_j \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{Q}_w^i + \dot{W}_{ind}^i \quad (5.7)$$

em que  $u$  é a energia interna específica do fluido refrigerante. Os termos  $\dot{Q}_w^i$  e  $\dot{W}_{ind}^i$  receberam um índice sobrescrito  $i$  para denotar que são valores instantâneos. O termo  $\dot{W}_{ind}^i$  pode ser escrito como o produto da pressão do gás no interior da câmara de compressão pela taxa de variação temporal do volume da câmara:

$$\dot{W}_{ind}^i = -p_g \frac{dV_g}{dt} \quad (5.8)$$

O termo  $\dot{Q}_w^i$  pode ser escrito através da Lei de Resfriamento de Newton, associado à troca de calor por convecção entre um meio fluido e uma superfície:

$$\dot{Q}_w^i = h_w A_w (T_w - T_g) \quad (5.9)$$

sendo  $A_w$  e  $T_w$  correspondentes a área e temperatura da superfície do cilindro, respectivamente. A temperatura instantânea do gás no interior da câmara de compressão é denotada por  $T_g$  e  $h_w$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção, dado por:

$$h_w = \frac{Nu_w k_g}{D_{cil}} \quad (5.10)$$

em que  $k_g$  é a condutividade térmica do gás no interior da câmara de compressão e  $Nu_w$  é o número de Nusselt que caracteriza a troca de calor entre o gás e a parede, estimado via a correlação de Annand (1963):

$$Nu_w = a_1 Re_w^{a_2} \quad (5.11)$$

com os coeficientes  $a_1$  e  $a_2$  assumindo o valor de 0,7, conforme sugestão de Annand (1963). O número de Reynolds,  $Re_w$ , é expresso através de:

$$Re_w = \frac{\rho_g V_{pis} D_{cil}}{\mu_g} \quad (5.12)$$

em que  $\mu_g$  é a viscosidade absoluta do gás no interior da câmara de compressão e  $V_{pis}$  é a velocidade média do pistão ao longo de um ciclo de compressão. Esta é calculada em função da excentricidade e da frequência de operação do compressor,  $f (= \omega/2\pi)$ :

$$V_{pis} = 4ef \quad (5.13)$$

Retornando à Equação (5.7), os dois termos do lado esquerdo podem ser escritos como:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho_g u_g dV = m_g \frac{du_g}{dt} + u_g \frac{dm_g}{dt} \quad (5.14)$$

$$\int_{SC} \rho_j h_j \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{m}_j^i h_j \quad (5.15)$$

em que  $m_g$  é a massa instantânea no interior do volume de controle e  $du_g/dt$  e  $dm_g/dt$  são as taxas de variação temporal da energia interna e da massa de gás no volume de controle. A Equação (5.15) representa o somatório de fluxos advectivos que atravessam as superfícies de controle, sendo  $\dot{m}_j^i$  a vazão mássica instantânea que atravessa cada superfície de controle  $j$  que delimita o volume. Substituindo as Equações (5.8), (5.9), (5.14) e (5.15) na Equação (5.7), obtém-se:

$$m_g \frac{du_g}{dt} = h_w A_w (T_w - T_g) - \dot{m}_j^i h_j - u_g \frac{dm_g}{dt} - p_g \frac{dV_g}{dt} \quad (5.16)$$

O termo  $du_g/dt$  pode ser escrito através das relações de Maxwell:

$$\frac{du_g}{dt} = c_v \frac{dT_g}{dt} + \left[ T_g \left( \frac{\partial p_g}{\partial T_g} \right)_v - p_g \right] \frac{dv_g}{dt} \quad (5.17)$$

sendo  $c_v$  o calor específico a volume constante do gás no interior da câmara de compressão. A taxa de variação temporal de volume específico,  $dv_g/dt$ , pode ser representada de uma forma conveniente:

$$\frac{dv_g}{dt} = \frac{1}{m_g} \frac{dV_g}{dt} - \frac{v_g}{m_g} \frac{dm_g}{dt} \quad (5.18)$$

Inserindo as Equações (5.17) e (5.18) em (5.16) e realizando algumas manipulações algébricas:

$$\frac{dT_g}{dt} = \frac{1}{m_g c_v} \left[ h_w A_w T_w - h_g \frac{dm_g}{dt} - \dot{m}_j^i h_j \right] + \quad (5.19)$$

$$-\frac{T_g}{m_g c_v} \left[ h_w A_w + \left( \frac{\partial p_g}{\partial T_g} \right)_v \frac{dV_g}{dt} - \left( \frac{\partial p_g}{\partial T_g} \right)_v v_g \frac{dm_g}{dt} \right]$$

A taxa de variação de massa no interior da câmara de compressão  $dm_g/dt$  é obtida a partir da equação da conservação da massa (Eq. (5.4)) aplicada à câmara de compressão:

$$\frac{dm_g}{dt} = \dot{m}_s^i - \dot{m}_d^i - \dot{m}_i^i - \dot{m}_{bs}^i + \dot{m}_{bd}^i \quad (5.20)$$

em que  $\dot{m}_s^i$  e  $\dot{m}_d^i$  são as vazões mássicas instantâneas que entra na câmara de compressão pelo orifício de sucção e que sai da mesma pelo orifício de descarga, respectivamente. Os refluxos de massa instantâneos pelos orifícios de sucção e descarga são representados por  $\dot{m}_{bs}^i$  e  $\dot{m}_{bd}^i$ . O vazamento instantâneo através da folga pistão-cilindro é denotado por  $\dot{m}_i^i$ . O modelo adotado para determinação das vazões é descrito adiante na seção 5.4. A parcela de fluxos advectivos que atravessam as superfícies de controle,  $\dot{m}_j^i h_j$ , é dada por:

$$\dot{m}_j^i h_j = -(\dot{m}_s^i h_{sc} - \dot{m}_d^i h_g^i - \dot{m}_i^i h_g^i - \dot{m}_{bs}^i h_g^i + \dot{m}_{bd}^i h_{dc}) \quad (5.21)$$

As entalpias específicas associadas com as vazões mássicas,  $h_{sc}$  e  $h_{dc}$ , são avaliadas a partir das temperaturas  $T_{sc}$  e  $T_{dc}$ , calculadas via modelo térmico (vide capítulo 6), e das pressões de evaporação e condensação, as quais são determinadas das temperaturas de saturação, que são dados de entrada para o modelo. A entalpia específica instantânea do gás no interior da câmara de compressão,  $h_g^i$ , é determinada através dos valores de pressão e temperatura instantâneos, utilizando a biblioteca REFPROP 7.0 (Lemmon *et al.*, 2002).

A Equação (5.19) é a principal equação deste modelo. Ela é discretizada temporalmente e resolvida para a temperatura do gás,  $T_g$ . Como o volume da câmara de compressão e a massa de gás são conhecidos para cada instante de tempo, determina-se o volume específico do gás,  $v_g$ . Conhecendo o valor dessas duas propriedades, a pressão é determinada a partir de uma equação de estado para gás real (Lemmon *et al.*, 2002).

### 5.3 Modelo para Deslocamento das Válvulas de Sucção e Descarga

Em geral, as válvulas de sucção e descarga de compressores alternativos de refrigeração podem ser interpretadas como palhetas metálicas engastadas cujo deslocamento é fruto do campo de pressão atuante em suas superfícies. A dinâmica das válvulas é modelada como um sistema massa-mola amortecido de 1 grau de liberdade (Link e Deschamps, 2011):

$$F_v(t) - K_v x_v(t) - C_v \dot{x}_v(t) = M_v \ddot{x}_v(t) \quad (5.22)$$

onde  $x_v$ ,  $\dot{x}_v$  e  $\ddot{x}_v$  representam deslocamento, velocidade e aceleração da válvula, respectivamente.  $M_v$ ,  $K_v$  e  $C_v$  são massa equivalente da válvula, rigidez e coeficiente de amortecimento do sistema dinâmico. A força resultante que atua sobre a válvula é denotada por  $F_v$  e pode ser calculada como:

$$F_v(t) = A_{ef} \Delta p \quad (5.23)$$

em que  $\Delta p$  é a diferença de pressão entre as superfícies da válvula. Convém comentar que essa diferença de pressão envolve as pressões do gás dentro do cilindro e da câmara de sucção para a válvula de sucção, e as pressões do gás dentro do cilindro e da câmara de descarga para a válvula de descarga. A área efetiva de força,  $A_{ef}$ , é uma área representativa da atuação do campo de pressão sobre a válvula e depende principalmente da posição instantânea da mesma, pois o escoamento varia conforme sua abertura. Antes de iniciar a simulação do processo de compressão, é necessário fazer o levantamento desse parâmetro. Atualmente, as  $A_{ef}$  são obtidas de simulações numéricas, considerando escoamento em regime permanente para níveis discretos de abertura de válvula (Matos, 2002). A Figura 5.3 ilustra um esquema do sistema dinâmico adotado para modelar a dinâmica das válvulas.

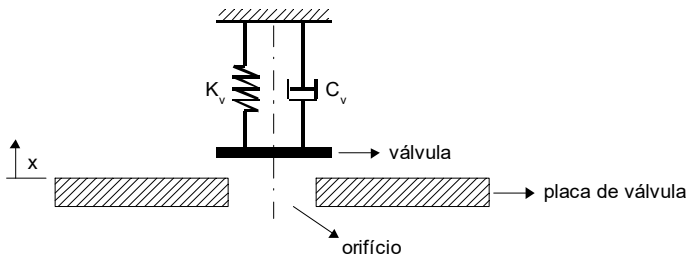


Figura 5.3 - Esquema do modelo de válvulas.

#### 5.4 Modelo para Vazões Mássicas nos Orifícios e Folga Pistão-Cilindro

O cálculo das vazões mássicas instantâneas  $\dot{m}_s^i$ ,  $\dot{m}_d^i$ ,  $\dot{m}_{bs}^i$  e  $\dot{m}_{bd}^i$  envolvidas no ciclo de compressão é uma etapa muito importante dentro da simulação, pois elas determinam a vazão mássica líquida bombeada pelo compressor e impactam diretamente na potência indicada. Ussyk (1984) modelou as vazões através dos orifícios de sucção e descarga utilizando uma analogia a um escoamento compressível isentrópico através de um bocal convergente. A equação que rege esse escoamento é a seguinte:

$$\dot{m}^i = A_{ee} p_{up} \left[ \frac{2\gamma}{\Re T_{up} (\gamma - 1)} \right]^{1/2} \left[ \Pi^{2/\gamma} - \Pi^{(\gamma+1)/\gamma} \right]^{1/2} \quad (5.24)$$

onde  $p_{up}$  e  $T_{up}$  são a pressão e a temperatura do gás a montante do bocal,  $\Pi$  é a razão entre as pressões a jusante e a montante ( $\Pi = p_{down}/p_{up}$ ),  $\gamma$  é a razão de calores específicos à pressão e a volume constante ( $\gamma = c_p/c_v$ ),  $\Re$  é a constante do gás e  $A_{ee}$  é a área efetiva de escoamento. A  $A_{ee}$  tem seu conceito associado à variação da área de passagem do escoamento à medida que a válvula se movimenta. Maiores detalhes a respeito da obtenção das  $A_{ee}$  podem ser consultados em Driessen (1986). Atualmente, esse parâmetro é determinado através de simulações numéricas.

Com relação à razão de pressões,  $\Pi$ , é importante mencionar que em condição crítica (Mach = 1), a seguinte relação é utilizada:

$$\Pi = \frac{2}{\gamma + 1} \gamma^{1/(\gamma+1)} \quad (5.25)$$

Lilie e Ferreira (1984) propuseram um modelo para o cálculo da vazão mássica de fluido refrigerante na folga pistão-cilindro,  $\dot{m}_l^i$ . Os autores assumiram um escoamento laminar completamente desenvolvido do fluido refrigerante puro na folga, e propuseram uma forma de avaliar a velocidade média do gás conforme:

$$V_l = V_{pis}^i \left[ \frac{1 - K^2 + 2K^2 \ln(K)}{2 \ln(K) (1 - K^2)} \right] + \frac{(p_g - p_e) R_w^2}{8 \mu_g L} \left[ \frac{1 - K^4}{1 - K^2} + \frac{1 - K^2}{\ln(K)} \right] \quad (5.26)$$

onde  $R_w$ ,  $K$ ,  $L$  e  $p_e$  representam, respectivamente, o raio do cilindro, a razão entre os raios do pistão e do cilindro ( $K = R_{pis}/R_w$ ), o comprimento de contato entre pistão e cilindro e a pressão do gás no ambiente interno do compressor, que equivale à própria pressão de evaporação. A velocidade instantânea do pistão,  $V_{pis}^i$ , é obtida substituindo a expressão  $\theta = \omega t$  na Equação (5.2) e derivando-a em relação a  $t$ . A Figura 5.4 exibe um esquema com os principais parâmetros envolvidos nesse modelo.

Depois de calculada a velocidade média do gás na folga, a vazão mássica é facilmente obtida por:

$$\dot{m}_l = \rho_g V_l \pi R_w^2 (1 - K^2) \quad (5.27)$$



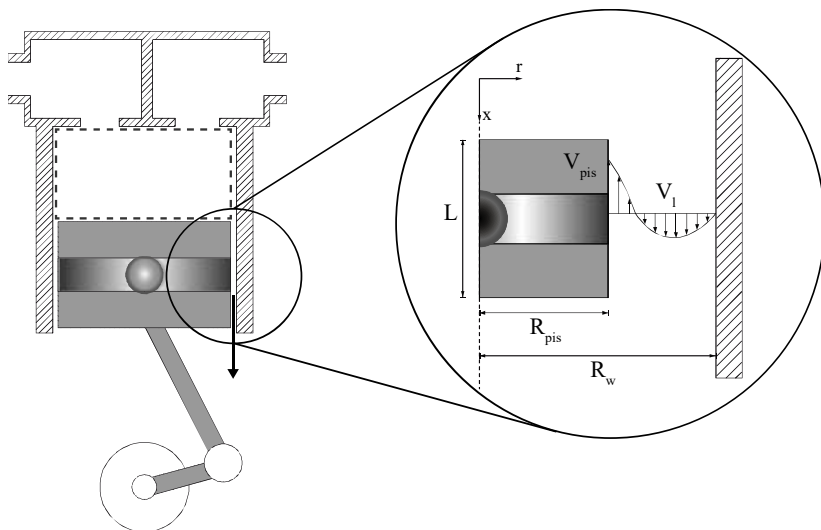


Figura 5.4 - Vazamento na folga pistão-cilindro.

## 5.5 Procedimento de Solução

O algoritmo de solução do RECIP é representado pelo fluxograma ilustrado na Figura 5.5. Inicialmente, são informados os parâmetros geométricos do compressor ( $D_{cil}$ ,  $C_{PMS}$ ,  $C_b$ ,  $e$ ,  $d_m$ ,  $V_m$ ), as temperaturas de evaporação,  $T_e$ , e condensação,  $T_c$ , o fluido refrigerante e a velocidade angular (ou rotação) nominal,  $\omega_s$ . Em seguida, são fornecidos valores de temperatura obtidos via modelo térmico ( $T_{sc}$ ,  $T_{dc}$ ,  $T_w$ ). As temperaturas  $T_{sc}$  e  $T_{dc}$  juntamente com as pressões de evaporação,  $p_e$ , e condensação,  $p_c$ , são utilizadas para determinar as entalpias específicas nas câmaras de sucção e descarga,  $h_{sc}$  e  $h_{dc}$  (Lemmon *et al.*, 2002). A temperatura  $T_w$  é usada para determinação da taxa de transferência de calor instantânea na parede da câmara, através da Equação (5.9). Ainda na etapa de entrada de dados, é informado o escorregamento do motor,  $s$ , calculado a partir do acoplamento com o modelo elétrico, o qual será descrito no capítulo 6. A rotação real do compressor,  $\omega$ , é menor que a rotação nominal, sendo avaliada através da relação entre  $s$  e  $\omega_s$  representada pela Equação (3.10).

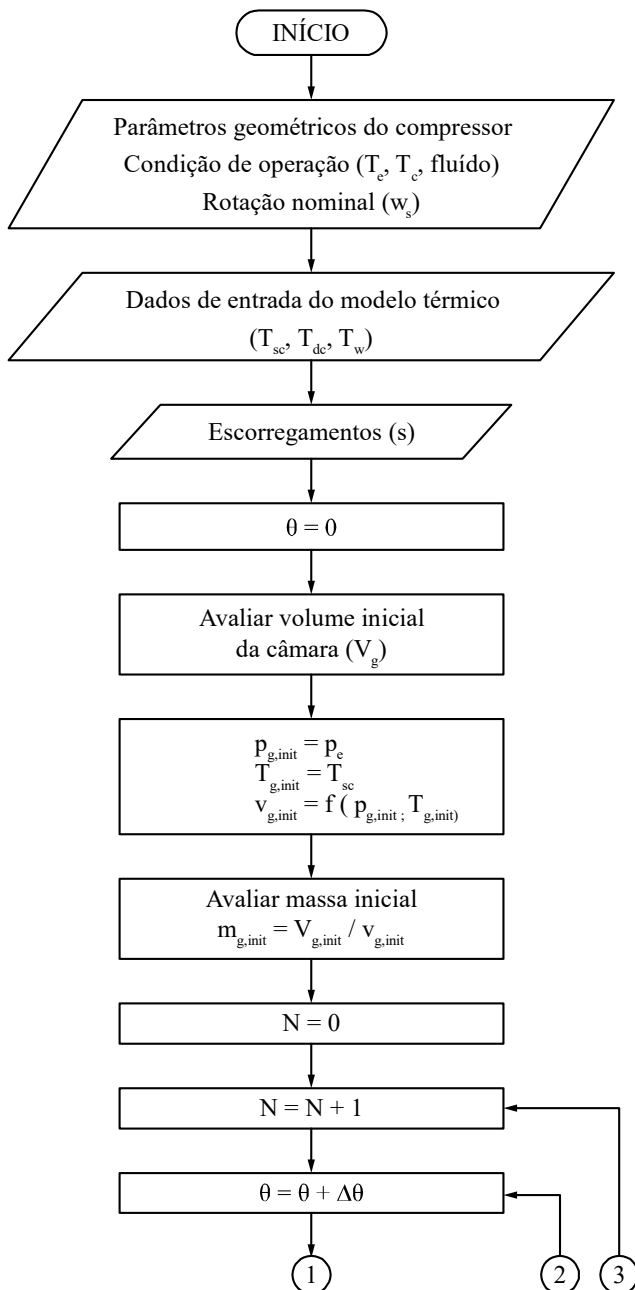


Figura 5.5 - Algoritmo de solução do RECIP (continua).

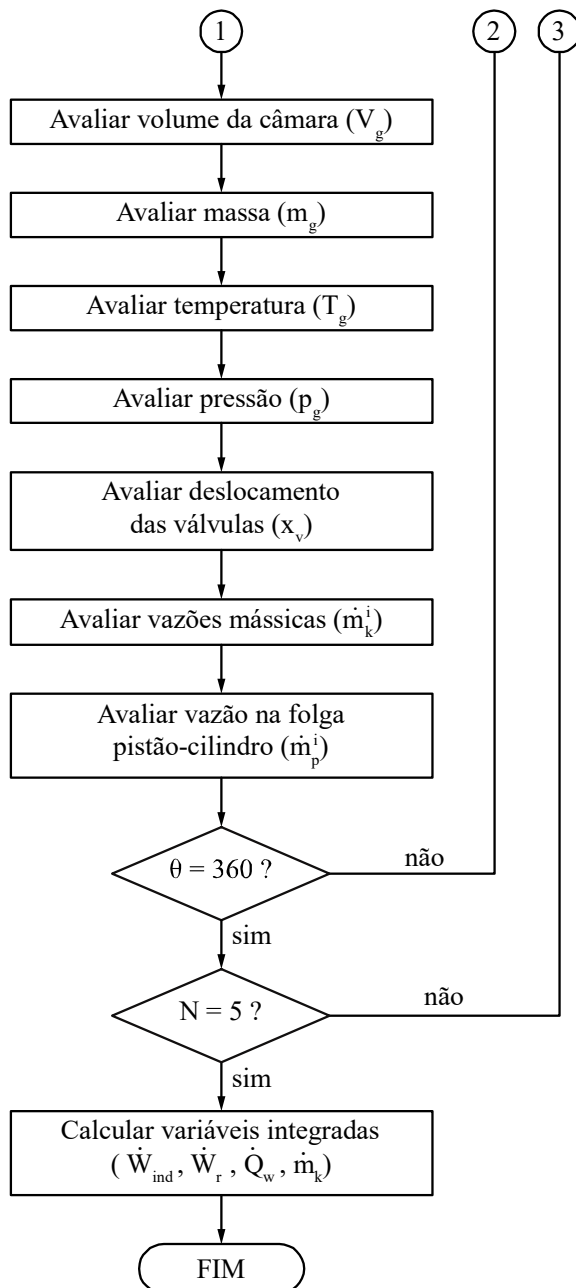


Figura 5.5 - Algoritmo de solução do RECIP (conclusão).

A posição do pistão é inicializada em  $\theta = 0^\circ$  ( $t = 0$ ), no ponto morto inferior, PMI. Avalia-se o volume da câmara de compressão através da Equação (5.3). A pressão e a temperatura na câmara são então inicializadas com os valores da pressão de evaporação,  $p_e$ , e da temperatura da câmara de sucção,  $T_{sc}$ , respectivamente, uma vez que o processo de sucção geralmente termina em uma posição angular muito próxima ao PMI. Conhecendo pressão e temperatura iniciais do gás na câmara de compressão, determina-se o volume específico inicial através de uma equação de estado (Lemmon *et al.*, 2002). A massa inicial contida na câmara é determinada a partir da relação entre volume da câmara e volume específico do gás ( $m_{g,init} = V_{g,init}/v_{g,init}$ ).

Inicia-se o primeiro ciclo de simulação ( $N = 1$ ) e incrementa-se a posição angular em  $\Delta\theta (= \omega\Delta t)$ . Avalia-se novamente o volume da câmara de compressão, a massa e a temperatura do gás via Equações (5.3), (5.20) e (5.19), respectivamente. Calcula-se a pressão no interior da câmara de compressão através de uma equação de estado para gás real (Lemmon *et al.*, 2002) e avalia-se a potência indicada instantânea via Equação (5.8).

Tendo determinado a pressão na câmara de compressão, realiza-se o cálculo das forças resultantes sobre as válvulas de sucção e descarga e seus respectivos deslocamentos. Na sequência, avalia-se as vazões mássicas instantâneas pelos orifícios de sucção e descarga utilizando a Equação (5.24). Por fim, determina-se a vazão instantânea de gás pela folga pistão-cilindro, encerrando os cálculos no atual nível temporal (ângulo de manivela). O ângulo é então incrementado e a mesma sequência de cálculos é efetuada, partindo de valores avaliados no passo de tempo anterior, seguindo uma formulação explícita baseada no método de Euler. O fim de um ciclo de compressão acontece quando se atinge o ângulo de  $360^\circ$ . Entretanto, o procedimento deve ser aplicado em pelo menos cinco ciclos sucessivos até que o ciclo de compressão alcance a condição de regime periodicamente estacionário.

Ao final da simulação do ciclo de compressão, as variáveis instantâneas vazões mássicas, potência indicada e taxa de transferência de calor são integradas ao longo do último ciclo simulado ( $N = 5$ ) e expressas na forma de valores médios. Isso é necessário, pois as variáveis médias são usadas como dados de entrada para os modelos térmico e elétrico. Portanto:

$$\dot{W}_{ind} = -f \oint p_g dV_g \quad (5.28)$$

$$\dot{Q}_w = f \int_t^{t+\frac{1}{f}} \dot{Q}_w^i dt \quad (5.29)$$

$$\dot{m}_k = f \int_t^{t+\frac{1}{f}} \dot{m}_k^i dt \quad (5.30)$$

em que a frequência  $f (= \omega/2\pi)$  é função da rotação  $\omega (= \omega_s - s\omega_s)$ . O índice subscrito  $k$  assume  $s$ ,  $d$ ,  $bs$  e  $bd$ . Nas Equações (5.29) e (5.30), o valor atribuído ao tempo  $t$  nos limites de integração corresponde ao início do quinto ciclo de compressão ( $N = 5$ ).

Finalmente, é importante salientar que a potência requerida para acionar o compressor,  $\dot{W}_r$ , é obtida através da soma da potência indicada e da potência mecânica consumida nos mancais,  $\dot{W}_b$ :

$$\dot{W}_r = \dot{W}_{ind} + \dot{W}_b \quad (5.31)$$

Estimativas para  $\dot{W}_b$  são obtidas a partir de análises teóricas ou de dados experimentais. O fabricante do compressor empregado no presente trabalho forneceu uma estimativa para essa potência de aproximadamente 9 W, a qual é assumida constante ao longo das condições de operação. O cálculo da potência requerida é fundamental para o acoplamento entre o RECIP e o modelo elétrico, como será visto no capítulo 6.



## 6 MODELO TÉRMICO INTEGRAL

Neste capítulo serão apresentados o modelo térmico integral do compressor, o acoplamento do mesmo com os modelos elétrico e o RECIP e a validação do modelo integrado assim formado. A etapa de validação contempla a comparação de previsões do modelo com dados experimentais, avaliando também os efeitos decorrentes do uso dos modelos elétricos apresentados nos capítulos 3 e 4 (MES e MEG) sobre o ciclo de compressão e a temperatura do motor.

### 6.1 Modelo Térmico Motor Integral (MI)

O modelo térmico integral permite a previsão da temperatura de componentes do compressor e é baseado na aplicação da equação da conservação da energia em regime permanente a volumes de controle para esses componentes (Todescat *et al.*, 1992). Nessa abordagem, o motor é considerado um componente do compressor e, portanto, é representado por uma única temperatura. Assim, o modelo em questão é referenciado no presente trabalho como modelo térmico Motor Integral, MI.

A equação da conservação da energia na forma integral e escrita para um volume de controle arbitrário é dada pela Equação (5.5). Embora o ciclo de compressão seja inerentemente transiente e periodicamente estacionário, assume-se que o compressor opera em regime permanente térmico. Considera-se que a variação de temperatura do gás no interior da câmara de compressão não é transmitida aos demais componentes, sendo atenuada devido à maior capacidade térmica dos mesmos. A rigor, a temperatura do gás no interior de outras câmaras (câmara de sucção, por exemplo) apresenta variações significativas ao longo do intervalo de tempo correspondente a um ciclo de compressão (Morriesen e Deschamps, 2012). Porém, a hipótese de regime permanente para análise térmica de compressores tem fornecido resultados suficientemente bons (Todescat *et al.*, 1992), sendo considerada também no presente trabalho.

Assim, ao integrar a Equação (5.5) em um volume de controle genérico  $i$ , sob condição de regime permanente e desprezando os termos de energia cinética e potencial (Todescat *et al.*, 1992), obtém-se:

$$\dot{Q}_i - \dot{W}_i = \sum (\dot{m}h)_{i,in} - \sum (\dot{m}h)_{i,out} \quad (6.1)$$

em que  $\dot{Q}_i$  representa tanto a taxa de transferência de calor entre o elemento  $i$  e sua vizinhança quanto a sua taxa de geração de energia interna. O termo  $\dot{W}_i$  corresponde à taxa de realização de trabalho associada ao elemento  $i$ . Os termos  $\Sigma(\dot{m}h)_{i,in}$  e  $\Sigma(\dot{m}h)_{i,out}$  denotam as parcelas de transporte advectivo de energia que entram e que saem do volume de controle correspondente ao elemento  $i$ , respectivamente.

O compressor foi dividido em oito volumes de controle: filtro de sucção (1), câmara de compressão (2), câmara de descarga (3), filtro de descarga (4), tubo de descarga (5), ambiente interno (6), carcaça (7) e motor (8). O ambiente interno corresponde à porção de gás refrigerante situada no interior da carcaça. A Figura 6.1 mostra um esquema dos volumes de controle e da interação térmica entre eles, identificando com setas os diferentes mecanismos de transferência de energia. O escoamento principal de gás refrigerante no interior do compressor ocorre na sequência de elementos (1) a (5). Porém, existe um vazamento de gás entre a câmara de compressão (2) e o ambiente interno (6) através da folga pistão-cilindro. Além disso, há um escoamento entre o ambiente interno (6) e o filtro de sucção (1), através de orifícios projetados para equalização de pressão entre esses dois componentes. A Equação (6.1) foi aplicada a todos os elementos identificados na Figura 6.1, gerando um sistema de equações não-lineares que foi resolvido iterativamente via o método de Newton-Raphson.

A Tabela 6.1 exhibe os termos  $\dot{Q}$ ,  $\dot{W}$ ,  $\Sigma(\dot{m}h)_{in}$  e  $\Sigma(\dot{m}h)_{out}$  associados a cada um dos volumes de controle definidos no modelo MI e identificados na Figura 6.1. Os dados de entrada necessários para o modelo térmico são as vazões mássicas ( $\dot{m}$ ,  $\dot{m}_s$ ,  $\dot{m}_d$ ,  $\dot{m}_{bs}$ ,  $\dot{m}_{bd}$ ,  $\dot{m}_i$ ), as taxas de geração de calor no motor (perda no enrolamento principal do estator,  $\dot{Q}_{main}$ , perda no enrolamento auxiliar do estator,  $\dot{Q}_{aux}$ , perda no rotor,  $\dot{Q}_{rot}$  e perda no núcleo,  $\dot{Q}_{core}$ ), a potência indicada ( $\dot{W}_{ind}$ ), as perdas mecânicas ( $\dot{W}_b$ ), o fator de mistura de gás refrigerante ( $\phi$ ), e as entalpias específicas médias do gás no interior da câmara de compressão durante os processos de sucção, descarga e vazamento ( $h_{g,s}$ ,  $h_{g,d}$  e  $h_{g,l}$ , respectivamente).

As vazões mássicas, potência indicada e entalpias específicas médias do gás na câmara de compressão são fornecidas pelo RECIP. A vazão líquida disponibilizada pelo compressor, denotada por  $\dot{m}$ , corresponde à diferença entre a vazão mássica descarregada e o refluxo



pele orifício de descarga ( $= \dot{m}_d - \dot{m}_{bd}$ ). As perdas mecânicas foram obtidas junto ao fabricante do compressor e as perdas no motor são calculadas pelo modelo elétrico. Vale salientar que as perdas no motor correspondem à diferença entre a potência consumida e a potência de eixo ( $= \dot{W} - \dot{W}_{sh}$ ), sendo inseridas no balanço de energia no motor dentro do termo  $\dot{Q}$ . O fator de mistura do gás refrigerante,  $\phi$ , indica a proporção de gás admitida pelo filtro de sucção que vem diretamente da linha de sucção, sem se misturar com o gás contido no ambiente interno (Meyer e Thompson, 1990). Em alguns compressores, a linha de sucção é diretamente conectada ao filtro de sucção, não havendo a mistura de gases, ou seja,  $\phi = 1$ . Em outros compressores, existe um desalinhamento entre a linha de sucção e a entrada do filtro de sucção, o que implica em  $0 \leq \phi < 1$ . Neste trabalho, um compressor de sucção direta foi utilizado ( $\phi = 1$ ). Nessa condição, um balanço de massa em regime permanente no interior da carcaça do compressor indica que o vazamento na folga pistão-cilindro,  $\dot{m}_l$ , é readmitido pelo filtro de sucção através do orifício de equalização, conforme observado na Tabela 6.1.

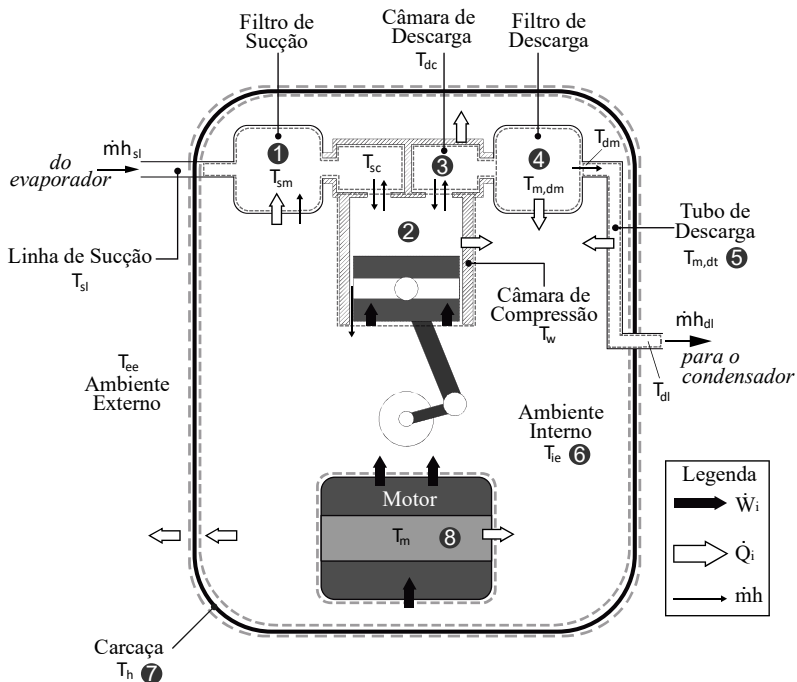


Figura 6.1 - Volumes de controle do modelo térmico MI.

A taxa de transferência de calor trocado por convecção é modelada através do conceito de condutâncias térmicas globais,  $UAs$ . Essas condutâncias são calculadas a partir dos próprios balanços de energia aplicados a cada volume de controle e utilizando dados experimentais de temperatura medidos nos diversos componentes em uma única condição de operação (Todescat *et al.*, 1992). Uma vez calculados, esses coeficientes são mantidos fixos e o modelo térmico é utilizado para a solução da distribuição de temperatura no compressor em outras condições de operação. Naturalmente, se o modelo for utilizado para calcular a distribuição de temperatura na condição em que o mesmo foi calibrado (em que os  $UAs$  foram determinados), a solução será a própria distribuição de temperatura medida experimentalmente.

Dentre as equações apresentadas na Tabela 6.1, é importante fazer alguns comentários a respeito do balanço de energia em regime permanente aplicado à câmara de compressão. Essa equação é utilizada para determinar a temperatura da parede da câmara de compressão ( $T_w$  ou  $T_2$ ). Para tanto, assume-se que a taxa de transferência de calor integrada ao longo do ciclo, calculada pela Equação (5.29), equivale à taxa de transferência de calor entre a parede da câmara de compressão e o gás no ambiente interno do compressor, dada por  $UA_{2,6}(T_2 - T_6)$ .

Algumas relações adicionais são necessárias para compor o sistema de equações. As temperaturas no filtro de sucção, filtro de descarga e tubo de descarga, denotadas por  $T_{sm}$ ,  $T_{m,dm}$  e  $T_{m,dt}$ , respectivamente, são médias aritméticas de outras temperaturas, conforme:

$$\begin{aligned} T_{sm} &= 0,5(T_{sl} + T_{sc}); & T_{m,dm} &= 0,5(T_{dc} + T_{dm}); \\ T_{m,dt} &= 0,5(T_{dm} + T_{dl}); \end{aligned} \quad (6.2)$$

em que  $T_{sl}$ ,  $T_{sc}$ ,  $T_{dc}$ ,  $T_{dm}$  e  $T_{dl}$  são as temperaturas da linha de sucção, câmara de sucção, câmara de descarga, saída do filtro de descarga e linha de descarga, respectivamente.

Tabela 6.1 - Termos dos balanços de energia aplicados a cada componente do compressor no modelo MI.

ID	$\dot{Q}$	$\dot{W}$	$\Sigma(\dot{m}h)_{in}$	$\Sigma(\dot{m}h)_{out}$
1 (sm)	$UA_{1,6}(T_1 - T_6)$	-	$\dot{m}[\varphi h_{sl} + (1 - \varphi)h_{ie}] + \dot{m}_l h_{ie} + \dot{m}_{bs} h_{g,s}$	$\dot{m}_s h_{sc}$
2 (w)	$UA_{2,6}(T_2 - T_6)$	$\dot{W}_{ind} + \dot{W}_b$	$\dot{m}_s h_{sc} + \dot{m}_{bd} h_{dc}$	$\dot{m}_l h_{g,l} + \dot{m}_{bs} h_{g,s} + \dot{m}_d h_{g,d}$
3 (dc)	$UA_{3,6}(T_3 - T_6)$	-	$\dot{m}_d h_{g,d}$	$\dot{m}_{bd} h_{dc} + \dot{m} h_{dc}$
4 (m,dm)	$UA_{4,6}(T_4 - T_6)$	-	$\dot{m} h_{dc}$	$\dot{m} h_{dm}$
5 (m,dt)	$UA_{5,6}(T_5 - T_6)$	-	$\dot{m} h_{dm}$	$\dot{m} h_{dt}$
6 (ie)	$\sum_1^8 UA_{i,6}(T_6 - T_i)$ ; para $i \neq 6$	-	$\dot{m} h_{sl} + \dot{m}_l h_{g,l}$	$\dot{m}[\varphi h_{sl} + (1 - \varphi)h_{ie}] + \dot{m}_l h_{ie}$
7 (h)	$UA_{7,ee}(T_7 - T_{ee}) + UA_{7,6}(T_7 - T_6)$	-	-	-
8 (m)	$UA_{8,6}(T_8 - T_6) - (\dot{Q}_{main} + \dot{Q}_{aux} + \dot{Q}_{rot} + \dot{Q}_{core})$	-	-	-

## 6.2 Acoplamento entre Modelos e Procedimento de Solução

Esta seção descreve o acoplamento entre os três modelos e o algoritmo de solução do modelo integrado. A Figura 6.2 ilustra um esquema da troca de dados entre os modelos RECIP, MI e elétrico (MES ou MEG), com o objetivo de realçar os seus acoplamentos.

Observando a Figura 6.2, percebe-se que o modelo térmico MI é o responsável pelo cálculo das temperaturas do compressor, fornecendo a temperatura de motor,  $T_m$ , para o modelo elétrico e as temperaturas da câmara de sucção,  $T_{sc}$ , parede do cilindro,  $T_w$  e câmara de descarga,  $T_{dc}$ , para o RECIP. A temperatura do motor é utilizada pelo modelo elétrico (MES ou MEG) para avaliar a resistividade elétrica dos materiais do motor, garantindo que a resistência elétrica dos enrolamentos esteja atualizada ao longo do procedimento de solução. As temperaturas do gás refrigerante nas câmaras de sucção e descarga são utilizadas para avaliar as entalpias específicas e, conseqüentemente, as parcelas de fluxos advectivos de energia nas fronteiras da câmara de compressão. A temperatura da parede do cilindro é empregada como condição de contorno para o cálculo da taxa de transferência de calor trocado com o gás na câmara de compressão. O RECIP, por sua vez, fornece ao MI as vazões mássicas disponibilizadas pelo compressor e a potência indicada de compressão, que somada à perda mecânica, corresponde à potência requerida pelo compressor,  $\dot{W}_r$ . O modelo elétrico (MES ou MEG) prevê as perdas elétricas distribuídas no motor, as quais são utilizadas como termo fonte na equação da conservação da energia aplicada ao volume de controle do motor (Tabela 6.1).

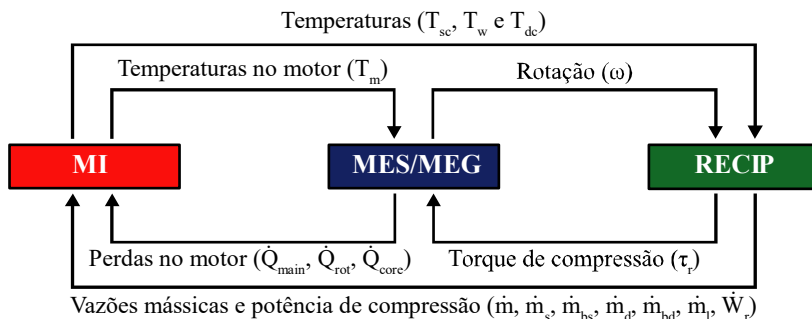


Figura 6.2 - Esquema da interação entre os modelos.

A interação entre o RECIP e o modelo elétrico é um pouco mais complexa do que sugere a Figura 6.2. A rigor, a rotação não é determinada pelo modelo elétrico e o torque, pelo RECIP. Ambas as grandezas são calculadas simultaneamente quando o acoplamento entre os modelos é satisfeito. Um parâmetro-chave para compreensão desse acoplamento é o escorregamento do motor,  $s$ , que é determinado a partir de um balanço de quantidade de movimento angular em regime permanente no eixo do compressor. O balanço expressa que o torque requerido pelo compressor é igual ao torque fornecido pelo motor:

$$\tau_{sh} - \tau_r = 0 \quad (6.3)$$

em que  $\tau_r$  representa o torque requerido pelo compressor, ou torque resistivo, sendo composto por duas parcelas. A primeira decorre do carregamento sobre o pistão da pressão na câmara de compressão e da força de atrito na folga pistão-cilindro. A segunda se deve ao atrito nos mancais do compressor (Link e Deschamps, 2011). Ao substituir a relação  $\dot{W} = \omega\tau$  na Equação (5.8), obtém-se:

$$f(s) = \dot{W}_{sh} - \dot{W}_r = 0 \quad (6.4)$$

em que  $\dot{W}_{sh}$  é a potência de eixo disponibilizada pelo motor, expressa pela Equação (3.7) ou (4.33), dependendo do modelo elétrico adotado, e  $\dot{W}_r$  é a potência requerida pelo compressor, determinada através da Equação (5.31). Substituindo essas equações na Equação (6.4), obtém-se uma função apenas de  $s$  cuja raiz é determinada numericamente via o método de Brent (Brent, 1973). O procedimento iterativo de solução associado a esse método requer como dados de entrada um par de valores iniciais para o escorregamento, que definirão um intervalo dentro do qual a solução estará contida. Como valores de escorregamento menores de 0,001 e maiores de 0,2 (0,1% e 20% da rotação nominal, respectivamente) são impraticáveis, o intervalo inicial foi assim configurado. O algoritmo de Brent reduz o intervalo que contém a solução até que uma tolerância especificada seja atingida. O método é robusto e tem convergência garantida, a não ser que o intervalo definido inicialmente não contenha a raiz da equação. Nessa situação, o motor não consegue fornecer o torque

necessário para sustentar o funcionamento do compressor em regime permanente.

O algoritmo de solução do modelo é apresentado na Figura 6.3. O procedimento inicia com a especificação dos dados de entrada, tais como os parâmetros geométricos do motor, da câmara de compressão e do mecanismo de acionamento, bem como as propriedades dos materiais do motor. Além disso, devem ser informados o fluido refrigerante, as temperaturas de evaporação e de condensação, a tensão e a frequência da rede de alimentação. Primeiramente, as resistências e reatâncias (ou indutâncias) são calculadas com base nas dimensões do motor e nas propriedades dos materiais, usando as relações analíticas apresentadas nos capítulos 3 e 4, para a uma temperatura de referência,  $T_0$ . Em seguida, uma estimativa inicial para a distribuição de temperaturas deve ser feita,  $T_{ini}$ . Assim, as resistências elétricas são recalculadas com o valor atual de temperatura de motor com a seguinte relação:

$$R = R_0 + \beta R_0 (T - T_0) \quad (6.5)$$

onde  $\beta$  é o coeficiente de temperatura, que é uma propriedade do material e  $R_0$  é a resistência elétrica do componente à temperatura de referência  $T_0$ , que neste caso foi definida como 25°C.

Os valores máximo e mínimo de escorregamento devem ser informados,  $s_u$  e  $s_l$ . Em seguida, o modelo RECIP e o modelo elétrico são executados, bem como a Equação (5.9), utilizando o limite inferior de escorregamento,  $s_l$ . O procedimento é repetido utilizando o limite superior de escorregamento,  $s_u$ . Se o produto de  $f(s_l)$  por  $f(s_u)$  for positivo, o intervalo inicialmente atribuído não contém a raiz da equação, o que significa que o motor não fornece o torque requerido pelo compressor e, conseqüentemente, a simulação é abortada. Por outro lado, se o produto de  $f(s_l)$  e  $f(s_u)$  for negativo, o algoritmo de Brent é acionado para calcular a redução do intervalo que contém a solução da Equação (5.9). Esse procedimento é repetido do ponto “\*\*” até que o intervalo seja menor que uma tolerância especificada,  $\varepsilon_{th-e}$ . Quando a convergência é atingida, dados de saída do modelo elétrico e do RECIP são fornecidos ao modelo térmico, que é então utilizado para o cálculo das temperaturas de componentes do compressor, como câmara de sucção, parede do cilindro e motor elétrico. Se o máximo resíduo encontrado na solução dos balanços de energia é maior que a tolerância especificada,  $\varepsilon_b$ , as temperaturas são atualizadas e o cálculo é reiniciado do ponto “\*”. Caso

contrário, a simulação é considerada convergida e o procedimento de solução é encerrado.

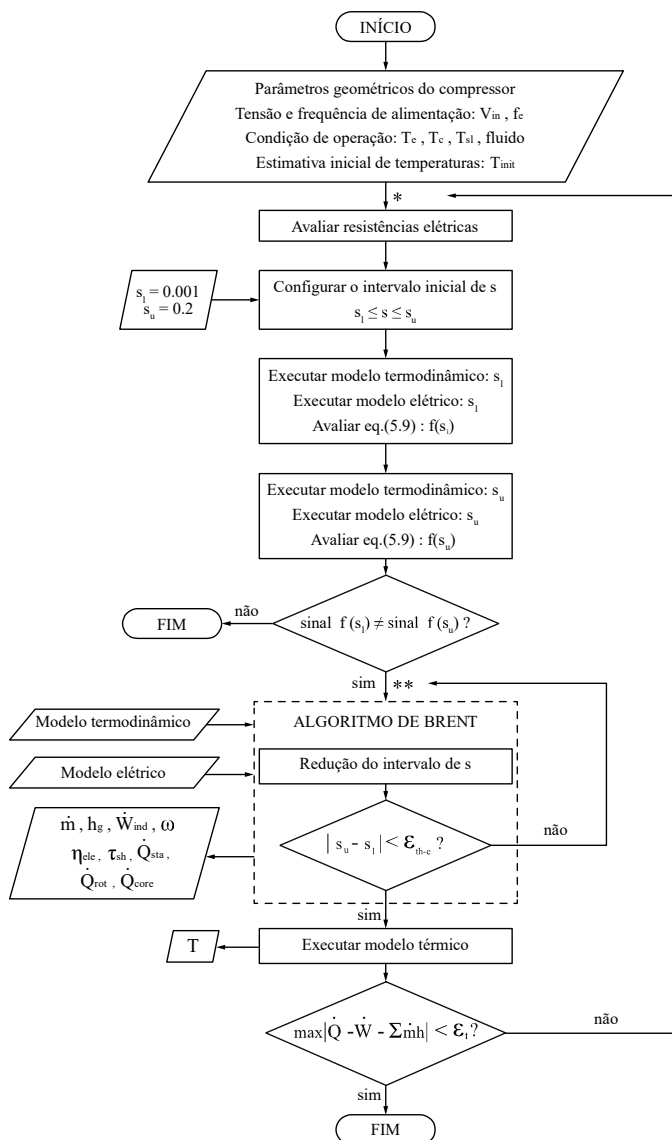


Figura 6.3 - Algoritmo de solução do modelo integrado.

O modelo integrado foi implementado em linguagem C++ orientada a objetos. O tempo de uma simulação do modelo integrado é da ordem de 1,5 minutos em um microcomputador de processador Intel Core i7-2600K@3,40GHz.

### 6.3 Validação dos Modelos Integrados MI-MES e MI-MEG

O compressor utilizado nas análises desta tese foi projetado para atender aplicações de refrigeração doméstica e comercial leve, fornecendo uma capacidade de refrigeração de 905 Btu/h na condição de operação  $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}@32^{\circ}\text{C}/32^{\circ}\text{C}$ , em que  $-23,3^{\circ}\text{C}$  é a temperatura de evaporação,  $T_e$ ,  $54,4^{\circ}\text{C}$  é a temperatura de condensação,  $T_c$ , e  $32^{\circ}\text{C}$  representa tanto a temperatura ambiente,  $T_{ee}$ , quanto a temperatura de linha de sucção,  $T_{sl}$ . Trata-se de um compressor de sucção direta fabricado pela EMBRACO e que utiliza o R290 (propano) como fluido refrigerante. Tensão e frequência nominais de alimentação são 220V e 50Hz, respectivamente.

Os resultados experimentais utilizados para validar os modelos foram obtidos em bancada de ciclo quente, apropriada para testes de compressores. O motor foi instrumentado com 16 termopares, 12 posicionados nos enrolamentos e 4 no núcleo do estator. Não foram realizadas medições de temperatura no rotor. A temperatura representativa do motor tomada para comparação com as previsões do modelo foi determinada a partir de uma média das medições ponderada no volume dos enrolamentos,  $V_{sta}$ , e do núcleo,  $V_{core}$ :

$$T_{m,exp} = \frac{\bar{T}_{sta}V_{sta} + \bar{T}_{core}V_{core}}{V_{sta} + V_{core}} \quad (6.6)$$

sendo  $\bar{T}_{sta}$  e  $\bar{T}_{core}$  as temperaturas médias dos enrolamentos e núcleo do estator, respectivamente. Os volumes do núcleo e dos enrolamentos correspondem a aproximadamente 60% e 40% do volume total do estator. O Apêndice B descreve a bancada, a instrumentação do compressor, o procedimento de testes e a análise das incertezas das medições.

O modelo integrado, combinando o RECIP com os modelos elétrico e térmico, será referenciado de acordo com os modelos utilizados. Quando os modelos MI e MES são empregados conjuntamente, o modelo



integrado é denominado MI-MES, e quando o modelo MEG é utilizado, o modelo integrado é denotado por MI-MEG.

É importante enfatizar que a principal vantagem do modelo elétrico MEG é que ele permite a análise de motores monofásicos e bifásicos, ou seja, que operem com apenas um ou os dois enrolamentos do estator acionados, enquanto que o modelo MES só pode ser utilizado na análise de motores monofásicos. Contudo, análises realizadas nos capítulos 3 e 4 apontaram que o modelo MES fornece melhores resultados de corrente no enrolamento principal do estator e eficiência elétrica para um motor monofásico. Nesta seção, os modelos integrados MI-MES e MI-MEG serão validados e comparados a fim de verificar as concordâncias com dados experimentais e se há diferenças significativas entre as previsões dos dois modelos.

Antes de realizar as simulações do modelo integrado, deve-se calibrar o RECIPI. Tal procedimento consiste em ajustar o volume morto da câmara de compressão de modo a obter uma boa concordância entre as previsões e as medições de vazão mássica. Isso é necessário, uma vez que o volume morto é um dado de entrada para o RECIPI e é de difícil obtenção experimental. A calibração é feita em uma única condição de operação, -23,3°C/54,4°C e, uma vez ajustado, o valor do volume morto é mantido fixo para as simulações de outras condições.

Deve ser mencionado também que uma descrição resumida do modelo integrado MI-MES e de resultados obtidos com sua aplicação podem ser encontrados em Dutra e Deschamps (2015).

### 6.3.2 Validação do modelo MI-MES

Conforme observado na revisão da literatura, praticamente todos os modelos de simulação de compressores assumem um valor fixo como dado de entrada para a frequência de operação (rotação) ou utilizam uma curva que relaciona torque e rotação. Nos modelos em que o escorregamento do motor é desconhecido, uma alternativa é adotar a própria rotação nominal,  $\omega_s$ . Consequentemente, o volume morto ajustado nesses modelos deve ser maior do que o valor empregado nos modelos em que o escorregamento é considerado, uma vez que a frequência real de operação é sempre menor que a frequência nominal.

A Figura 6.4 e a Figura 6.5 ilustram resultados de eficiência volumétrica e isentrópica em função das temperaturas de evaporação e condensação. Os dados experimentais são acompanhados de barras de incerteza que correspondem a 95% de confiança estatística. As linhas cheias e tracejadas representam respectivamente os resultados obtidos

com o modelo MI-MES e com um modelo padrão, MI-Padrão, em que o escorregamento não é calculado e a rotação do compressor é um dado de entrada. O modelo padrão necessita também de uma curva que relacione eficiência do motor e potência de eixo, para que seja possível calcular a potência elétrica consumida pelo compressor. Essa relação é obtida através de dados experimentais ou teóricos. Neste caso, o próprio MES foi utilizado para gerar a curva  $\eta_{ele} \times \dot{W}_{sh}$ , considerando uma temperatura de motor de 80°C, que é um valor médio observado em condições típicas de funcionamento. Vale frisar que o modelo MI-MES não requer o levantamento dessa curva, pois o modelo elétrico é acoplado aos modelos térmico e da câmara de compressão.

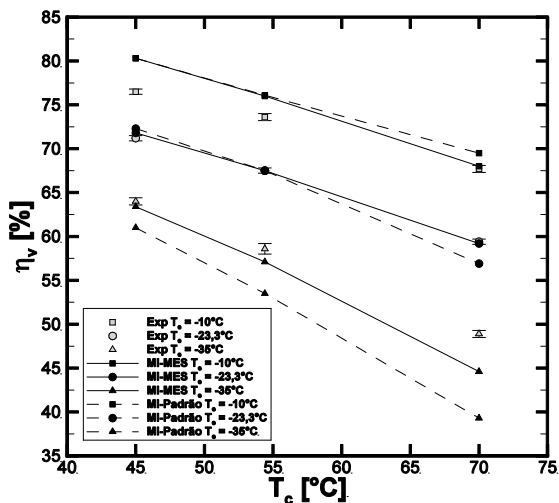


Figura 6.4 - Eficiência volumétrica em função das temperaturas de evaporação e condensação.

A Figura 6.4 e a Figura 6.5 mostram que ambos os modelos apresentam tendências semelhantes, com suas previsões se afastando das medições à medida que a razão de pressão<sup>5</sup> se afasta daquela correspondente à condição de operação adotada para calibração. Observa-se que as previsões das eficiências volumétrica e isentrópica são subestimadas e superestimadas em relação às medições em baixas e altas

<sup>5</sup> A razão entre as pressões de condensação e evaporação,  $\pi = p_c/p_e$ , é definida pelas temperaturas de evaporação e condensação.

temperaturas de evaporação ( $T_e = -35^\circ\text{C}$  e  $T_e = -10^\circ\text{C}$ ), respectivamente. Para altas razões de pressão, o efeito do volume morto sobre a vazão mássica é maior. Portanto, caso haja erro no ajuste do volume morto, o desvio entre previsão e medição da eficiência volumétrica aumenta com a razão de pressão. O ajuste do volume morto também afeta a eficiência isentrópica, pois esta depende da vazão mássica, conforme Equação (1.2). O modelo MI-Padrão não avalia escorregamento do motor  $\epsilon$ , assim, o valor ajustado do volume morto na calibração é maior que aquele para o MI-MES. Dessa forma, os desvios entre as previsões do modelo MI-Padrão e os dados experimentais são maiores que os desvios observados com o modelo MI-MES. Por exemplo, na condição  $-35^\circ\text{C}/70^\circ\text{C}$ , as diferenças entre as previsões do MI-MES e do MI-Padrão em relação aos dados experimentais são de 4,3% e 9,6% para eficiência volumétrica e 5,2% e 7,3% para eficiência isentrópica, respectivamente.

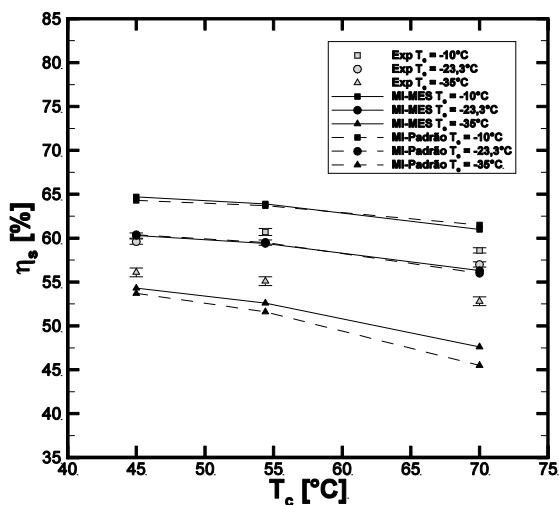


Figura 6.5 - Eficiência isentrópica em função das temperaturas de evaporação e condensação.

Em altas temperaturas de evaporação, tais como  $-10^\circ\text{C}/45^\circ\text{C}$  e  $-10^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$ , as previsões dos modelos são muito próximas. Para o MI-Padrão, a diminuição da eficiência volumétrica causada por um maior volume morto é contrabalanceada por uma rotação consideravelmente maior, quando comparada à rotação calculada com o MI-MES. Na condição  $-10^\circ\text{C}/45^\circ\text{C}$ , por exemplo, a rotação prevista pelo MI-MES é de

2919 rpm, ao passo que o MI-MEG considera a rotação nominal de 3000 rpm (desvio de 2,7%). Na condição  $-10^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$ , o MI-MES prevê um valor de eficiência volumétrica menor que o MI-Padrão (Figura 6.4), pois a diferença entre as rotações aumenta (3,6%), uma vez que a rotação prevista pelo MI-MES diminui devido ao aumento do torque requerido.

Nas condições de alta temperatura de evaporação, a vazão mássica é relativamente alta, aumentando o atrito viscoso no escoamento através dos sistemas de sucção e descarga. Porém, ambos MI-MES e MI-Padrão não contemplam nenhum modelo para resolver o escoamento nos filtros e, conseqüentemente, as previsões de vazão mássica são superiores àquelas medidas, afetando proporcionalmente a eficiência volumétrica. Além disso, o atrito viscoso ocasiona perdas de carga nos filtros, as quais também não são previstas pelos modelos. Isso contribui para previsões de potência indicada menores, aumentando a eficiência isentrópica. O desvio máximo entre previsões e medição de eficiência isentrópica em condições de alta evaporação é de quase 5% na condição  $-10^{\circ}\text{C}/45^{\circ}\text{C}$ .

Apesar dos desvios entre previsões e dados experimentais, percebe-se que os resultados obtidos via MI-MES são melhores que aqueles fornecidos pelo MI-Padrão em praticamente toda a faixa de operação.

As eficiências volumétrica e isentrópica também dependem de temperaturas de alguns componentes do compressor, como a câmara de sucção e a parede do cilindro. Essas temperaturas estão associadas ao superaquecimento do gás na sucção do compressor, o que causa redução de ambas as eficiências volumétrica e isentrópica, uma vez que diminui a densidade do gás e aumenta o trabalho específico de compressão.

A Figura 6.6 e a Figura 6.7, dispostas na orientação de coluna, mostram resultados para temperaturas da câmara de sucção e da parede do cilindro em função das temperaturas de evaporação e de condensação. Nota-se que ambas as temperaturas aumentam com a temperatura de condensação, independentemente da condição de evaporação. Isso ocorre, pois a temperatura final de compressão aumenta com a temperatura de condensação, elevando toda a distribuição de temperatura do compressor. Por outro lado, a Figura 6.6 mostra que quanto maior a temperatura de evaporação, menor é a temperatura da câmara de sucção, pois a vazão mássica de fluido refrigerante,  $\dot{m}$ , aumenta em uma proporção maior que a taxa de transferência de calor no filtro de sucção,  $\dot{Q}_{sm}$  (Figura 6.8). Conseqüentemente, o fluido refrigerante entra a uma temperatura mais baixa na câmara de compressão, provocando uma redução da temperatura de parede do cilindro (Figura 6.7).

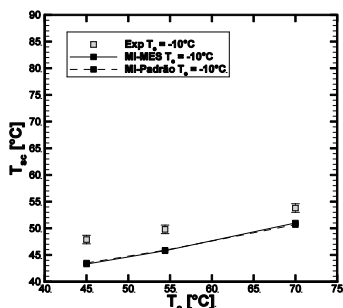
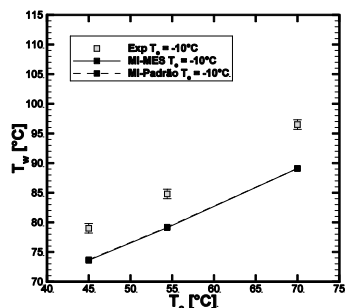
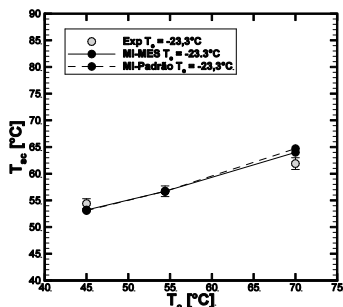
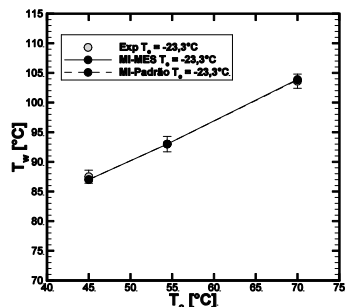
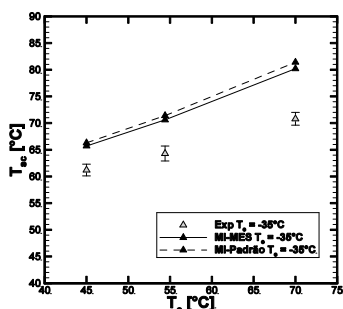
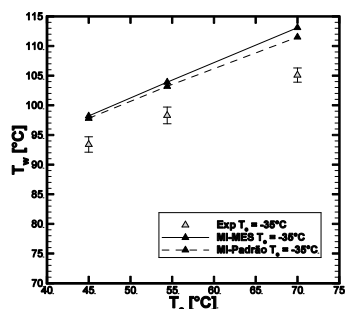
(a)  $T_c = -10^\circ\text{C}$ (a)  $T_c = -35^\circ\text{C}$ (b)  $T_c = -23,3^\circ\text{C}$ (b)  $T_c = -23,3^\circ\text{C}$ (c)  $T_c = -35^\circ\text{C}$ (c)  $T_c = -10^\circ\text{C}$ 

Figura 6.6 - Temperatura da câmara de sucção em função das temperaturas de evaporação e de condensação.

Figura 6.7 - Temperatura da parede do cilindro em função das temperaturas de evaporação e de condensação.

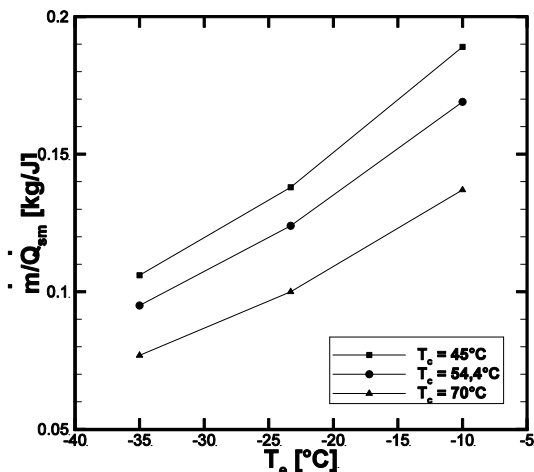
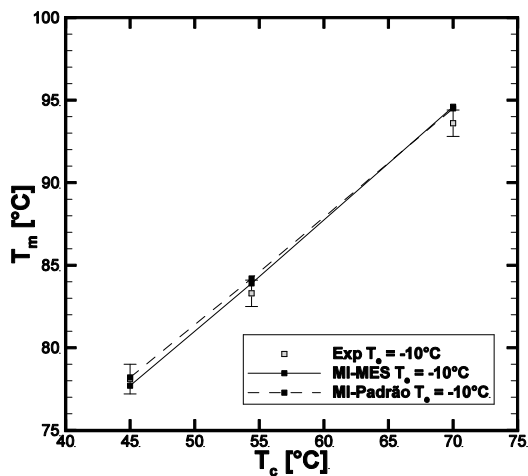


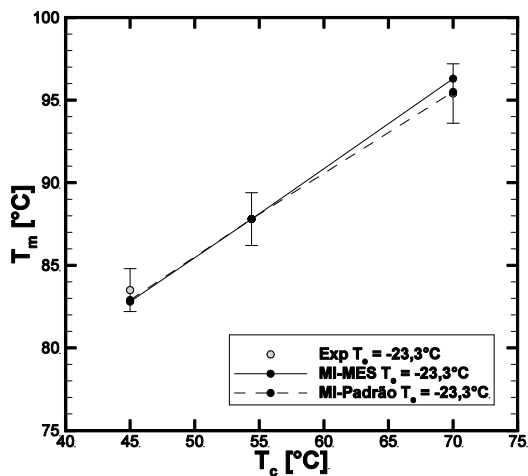
Figura 6.8 - Relação entre a vazão mássica e a taxa de transferência de calor no filtro de sucção em função das temperaturas de evaporação e condensação.

A Figura 6.6 e a Figura 6.7 também mostram que as previsões dos modelos MI-MES e MI-Padrão estão em boa concordância com as medições para temperatura de evaporação  $-23,3^\circ\text{C}$ . Porém, ao variar a temperatura de evaporação para  $-10^\circ\text{C}$  e  $-35^\circ\text{C}$ , nota-se que os modelos subestimam e superestimam, respectivamente, os valores das temperaturas de câmara de sucção e parede do cilindro em até  $10^\circ\text{C}$ . Isso acontece por dois motivos: (i) desvios entre previsões e medições de vazão mássica e (ii) manutenção dos valores das condutâncias térmicas entre os componentes do compressor,  $UA$ , os quais são ajustados em uma única condição de operação ( $-23,3^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$ ).

A Figura 6.9 mostra previsões da temperatura do motor em função das temperaturas de evaporação e condensação. A exemplo do que ocorre com as temperaturas da câmara de sucção e parede do cilindro, a temperatura do motor aumenta com a temperatura de condensação. Porém, esse aumento é mais acentuado quanto maior for a temperatura de evaporação. Por exemplo, a temperatura do motor sofre um aumento de  $15,5^\circ\text{C}$  quando a condição de operação varia de  $-10^\circ\text{C}/45^\circ\text{C}$  para  $-10^\circ\text{C}/70^\circ\text{C}$ , mas sobe apenas  $7,5^\circ\text{C}$  quando a condição passa de  $-35^\circ\text{C}/45^\circ\text{C}$  para  $-35^\circ\text{C}/70^\circ\text{C}$ . Esse comportamento é bem previsto por ambos os modelos.

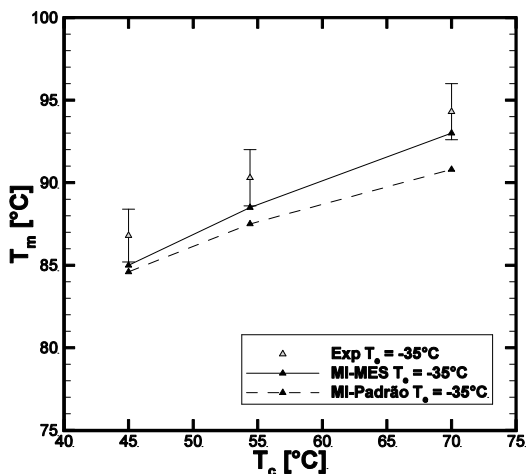


(a)



(b)

Figura 6.9 - Temperatura do motor em função das temperaturas de evaporação e condensação: (a)  $T_e = -10^\circ\text{C}$ ; (b)  $T_e = -23,3^\circ\text{C}$ ; (c)  $T_e = -35^\circ\text{C}$  (contínua).



(c)

Figura 6.9 - Temperatura do motor em função das temperaturas de evaporação e condensação: (a)  $T_e = -10^\circ\text{C}$ ; (b)  $T_e = -23,3^\circ\text{C}$ ; (c)  $T_e = -35^\circ\text{C}$  (conclusão).

A concordância entre resultados teóricos e dados experimentais é bastante satisfatória, especialmente para as temperaturas de evaporação  $T_e = -10^\circ\text{C}$  e  $T_e = -23,3^\circ\text{C}$ . Contudo, as previsões dos modelos começam a se distanciar sob condições de maior razão de pressão como, por exemplo, quando  $T_e = -35^\circ\text{C}$ , com o mesmo sendo observado nas demais temperaturas do compressor. Isso está associado, sobretudo, às diferentes previsões de vazão mássica dos dois modelos, que afetam diretamente a transferência de calor entre os componentes. Dentre os resultados apresentados, o máximo desvio entre previsões de temperatura é de  $2,2^\circ\text{C}$  no motor, na condição  $-35^\circ/70^\circ\text{C}$ .

Seguindo a etapa de validação do modelo MI-MES, realizou-se uma análise sobre a previsão de parâmetros de desempenho do motor elétrico. A Figura 6.10 apresenta curvas de corrente no enrolamento principal do estator em função da rotação, torque em função da rotação e eficiência elétrica em função do torque. Os resultados obtidos com o modelo integrado MI-MES nas nove condições de operação avaliadas são mostrados juntamente com previsões do modelo MES quando simulado de forma isolada e com temperatura de motor fixada em  $80^\circ\text{C}$ . Observa-se claramente que os resultados do MI-MES não coincidem com as previsões do MES, pois a temperatura do motor no modelo integrado é

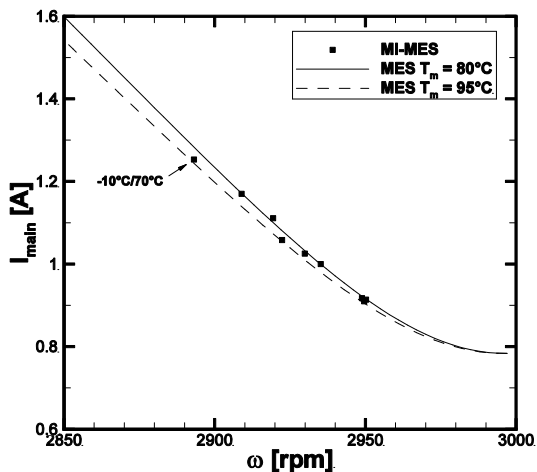


calculada simultaneamente ao longo da simulação, e em alguns casos, é muito maior que 80°C. Na condição de operação que exige maior torque (0,58 N.m na condição -10°C/70°C), por exemplo, a temperatura de motor prevista pelo modelo MI-MES é de aproximadamente 95°C (vide Figura 6.9), o que provoca uma redução da eficiência do motor de 0,5% em relação à eficiência calculada a 80°C. Para comprovar que essa diferença na previsão da eficiência se deve ao efeito da temperatura, foram geradas curvas de corrente, torque e eficiência elétrica com o MES sob condição de temperatura de motor de 95°C. Conforme mostra a Figura 6.10, as previsões do modelo MI-MES na condição -10°C/70°C e do MES em 95°C são praticamente coincidentes para todos os parâmetros: corrente, torque e eficiência.

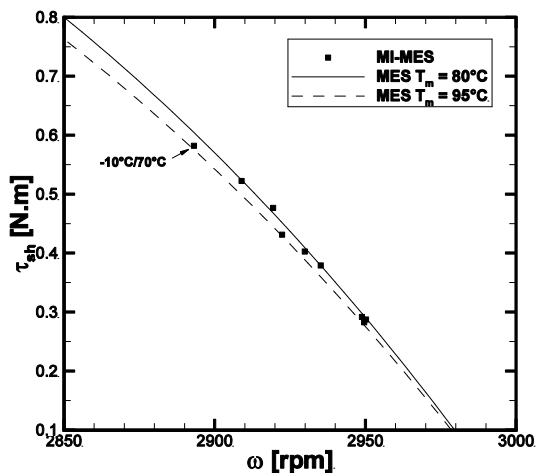
Ainda em relação à Figura 6.10, percebe-se das curvas de eficiência previstas pelo modelo MES, com temperaturas de motor de 80°C e 95°C, que o efeito da temperatura sobre a eficiência do motor depende do torque. Por exemplo, para baixos níveis de torque que correspondem às condições de baixa temperatura de evaporação (como é o caso de  $T_e = -35^\circ\text{C}$ ), a eficiência do motor varia muito pouco com a temperatura. Isso ocorre porque baixo torque está associado à baixa corrente elétrica. Consequentemente, as perdas Joule são relativamente pequenas e assim, a variação da resistência elétrica com a temperatura afeta pouco a eficiência do motor. Por outro lado, quando o torque requerido pelo compressor é elevado, a corrente aumenta, bem como o efeito das perdas Joule sobre a eficiência. Assim, a estimativa das resistências dos enrolamentos, que dependem da temperatura do motor, se torna mais importante no cálculo da eficiência. Para ilustrar a discussão, a Figura 6.11 mostra resultados das perdas distribuídas em condições de torque elevado ( $T_e = -10^\circ\text{C}$ ) e torque baixo ( $T_e = -35^\circ\text{C}$ ). Percebe-se que as perdas Joule no enrolamento principal do estator ( $\dot{Q}_{main}$ ) e no rotor ( $\dot{Q}_{rot}$ ) sofrem grandes variações, ao passo que a perda no núcleo ( $\dot{Q}_{core}$ ) permanece praticamente constante com a carga. A perda Joule no enrolamento auxiliar do estator ( $\dot{Q}_{aux}$ ) é nula, pois o motor é monofásico.

Para finalizar a etapa de validação do modelo MI-MES, analisa-se o efeito do acoplamento termoelétrico sobre as previsões de eficiência elétrica e temperatura de motor. O desvio de 0,5% nos resultados de eficiência elétrica obtidos via modelos MI-MES e MI-Padrão, em condição de operação de alto torque (-10°C/70°C), não implicou em previsões distintas de temperatura do motor (vide Figura 6.9), sugerindo que o acoplamento termoelétrico possa ser desprezado. Contudo, modificações no motor podem afetar significativamente a curva de eficiência e, conseqüentemente, sua temperatura de operação. Para

exemplificar a situação, uma análise paramétrica é conduzida considerando três valores de diâmetro de fio do enrolamento principal do estator,  $d_{main}^*$ , normalizados em relação ao diâmetro do fio do enrolamento do motor estudado  $d_{main}$ .

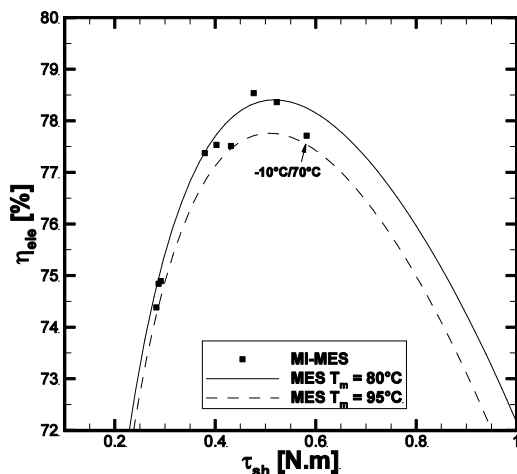


(a)



(b)

Figura 6.10 - Curvas de desempenho do motor de indução: (a) corrente no enrolamento principal do estator; (b) torque de eixo e (c) eficiência elétrica (continua).



(c)

Figura 6.10 - Curvas de desempenho do motor de indução: (a) corrente no enrolamento principal do estator; (b) torque de eixo e (c) eficiência elétrica (conclusão).

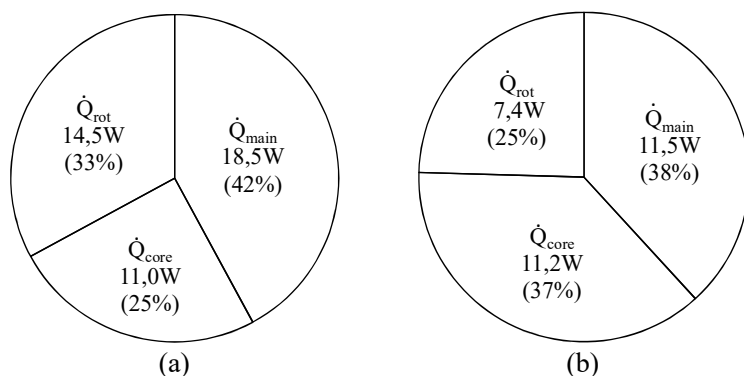
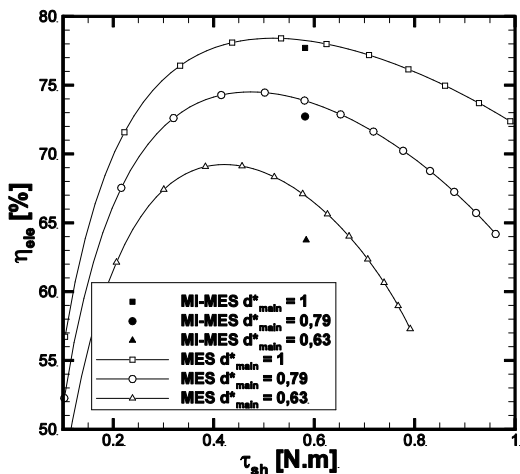


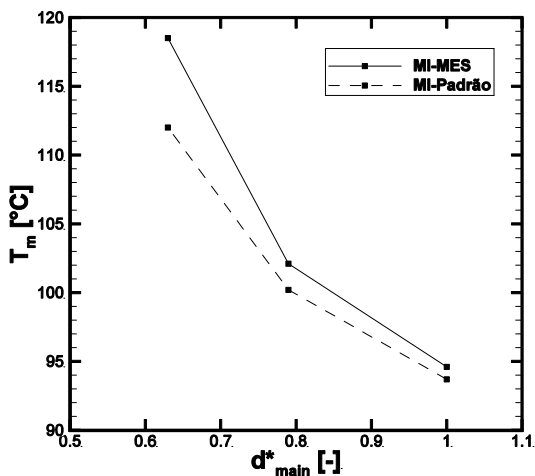
Figura 6.11 - Distribuição de perdas no motor de indução: (a) -10°C/54,4°C; (b) -35°C/54,4°C.

A Figura 6.12(a) exibe curvas de eficiência elétrica em função do torque geradas pelo modelo MES para os três enrolamentos e considerando uma temperatura de motor de 80°C. Nota-se que a eficiência do motor cai sensivelmente com a redução do diâmetro do fio. Porém, os resultados do modelo integrado MI-MES apontam uma queda

ainda maior na eficiência. Para o diâmetro de fio equivalente a 63% do diâmetro nominal, MI-MES e MES preveem eficiências elétricas de 63,7% e 66,9%, respectivamente, ambos para um torque de 0,58 N.m.



(a)



(b)

Figura 6.12 - (a) Eficiência elétrica em função do torque e do diâmetro do fio; (b) temperatura de motor em função do diâmetro do fio.

Visando verificar somente a influência do acoplamento termoelétrico, o MI-Padrão foi configurado com os mesmos valores de volume morto e rotação do MI-MES, garantindo o mesmo desempenho termodinâmico para ambos os modelos. A Figura 6.12(b) mostra que à medida que o diâmetro do fio diminui, as previsões de temperatura de motor fornecidas pelos modelos se distanciam, atingindo  $6,5^{\circ}\text{C}$  para  $d_{main}^* = 0,63$ . Isso ocorre porque as curvas de eficiência calculadas pelo modelo MES, à temperatura constante de  $80^{\circ}\text{C}$ , não são representativas para o motor construído com fio de diâmetros menores, pois a temperatura do motor nessas configurações aumenta consideravelmente. Portanto, a modelagem do acoplamento termoelétrico é fundamental nas previsões de eficiência e temperatura do motor em análises associadas a modificações de projeto.

### 6.3.3 Validação do modelo MI-MEG

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos com o modelo MI-MEG, comparando-os com aqueles fornecidos pelo modelo MI-MES.

A Figura 6.13 mostra que as estimativas de eficiência volumétrica dos modelos praticamente coincidem, sobretudo para baixa temperatura de evaporação. Isso ocorre, porque os modelos preveem valores de rotação similares para o mesmo torque, como indicado na Figura 6.14, o que implica em vazões mássicas muito próximas. O maior desvio entre previsões de rotação acontece na condição de maior torque ( $0,58 \text{ N.m}$ ), quando os modelos MI-MES e MI-MEG contabilizam rotações de  $2886 \text{ rpm}$  e  $2893 \text{ rpm}$ , respectivamente, o que corresponde a uma diferença de apenas  $0,2\%$ .

Embora desvios insignificantes sejam observados nas estimativas de eficiência volumétrica, pequenas diferenças ocorrem nas estimativas da eficiência isentrópica. De acordo com a Figura 6.15, os resultados se afastam à medida que a temperatura de evaporação diminui, o que está associado às previsões de eficiência elétrica. A Figura 6.16 indica que o MI-MEG prevê valores de eficiência elétrica menores que o MI-MES, principalmente para baixo torque, em que o desvio atinge  $1\%$ . Isso representa uma diferença de  $0,7\%$  para a eficiência isentrópica na condição  $-35^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$ .

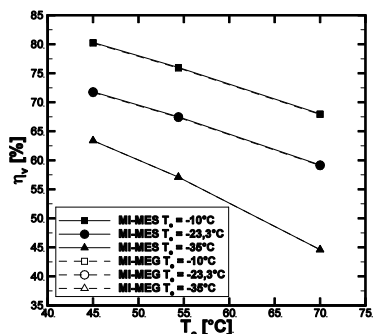


Figura 6.13 - Previsão de eficiência volumétrica obtida pelos modelos MI-MES e MI-MEG.

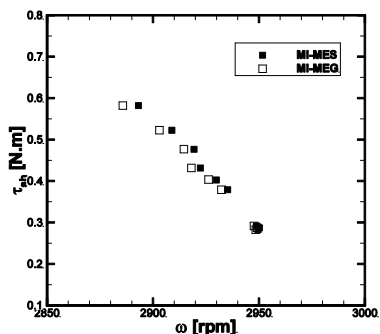


Figura 6.14 - Previsão de torque obtida pelos modelos MI-MES e MI-MEG.

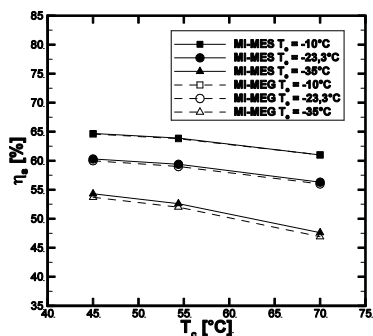


Figura 6.15 - Previsão da eficiência isentrópica obtida pelos modelos MI-MES e MI-MEG.

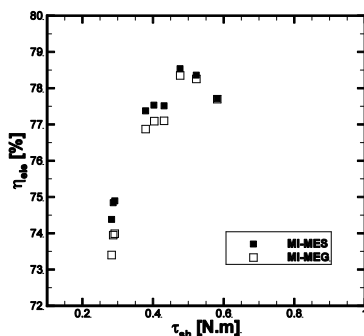


Figura 6.16 - Previsão da eficiência elétrica obtida pelos modelos MI-MES e MI-MEG.

As diferenças nos parâmetros de eficiência não afetam de forma relevante as estimativas de temperatura do motor, como visto na Figura 6.17a. Porém, nota-se que o modelo MI-MEG prevê temperaturas praticamente iguais e ligeiramente menores que o MI-MES para temperaturas de evaporação de  $-23,3^\circ\text{C}$  e  $-10^\circ\text{C}$ , respectivamente. Esse resultado é aparentemente inesperado, pois a eficiência elétrica calculada pelo modelo MI-MEG é menor, o que provocaria um aumento da temperatura do motor em relação ao modelo MI-MES. Essa divergência decorre da necessidade de uma nova calibração do modelo térmico integral, MI, quando este é acoplado ao MEG. Como discutido na seção 5.2, o MI requer uma etapa inicial de determinação das condutâncias

térmicas globais entre elementos,  $UA$ , através da solução da Equação (5.6) para cada volume de controle. Para isso, utilizam-se medições de temperatura nos diversos componentes do compressor em uma condição de operação específica ( $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ ). No caso do motor, a condutância global é calculada conforme:

$$UA_{m,ie} = \frac{\dot{Q}_{main} + \dot{Q}_{aux} + \dot{Q}_{rot} + \dot{Q}_{core}}{T_m - T_{ie}} \quad (6.7)$$

sendo as perdas distribuídas no motor estimadas pelos modelos elétricos.

Como MES e MEG não fornecem previsões idênticas, o valor da condutância é diferente nos modelos MI-MES e MI-MEG, afetando a previsão de temperatura do motor. Para comprovar essa hipótese, foram realizadas simulações com o modelo MI-MEG adotando os mesmos valores de condutância calibrados com o modelo MI-MES. Os resultados exibidos na Figura 6.17b mostram que as previsões de temperatura de motor de ambos os modelos são praticamente iguais para a temperatura de evaporação de  $-10^{\circ}\text{C}$ , o que faz sentido, pois as eficiências elétricas também são muito próximas (Figura 6.16). Além disso, as temperaturas de motor previstas pelo modelo MI-MEG passam a ser superiores àquelas calculadas pelo modelo MI-MES em condições de temperatura de evaporação de  $-23,3^{\circ}\text{C}$ . Esse resultado também é coerente com as estimativas de eficiência elétrica.

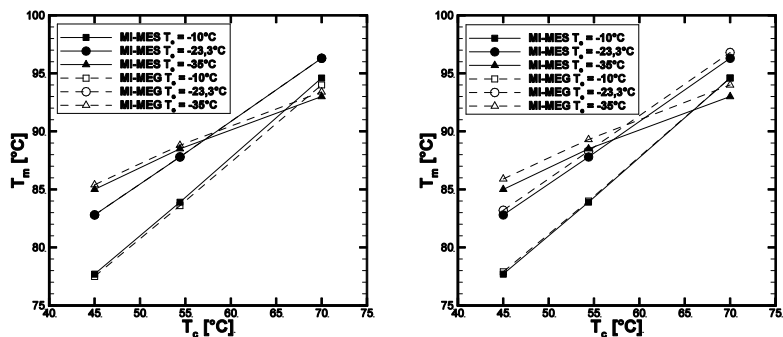


Figura 6.17 - Temperatura de motor em função das temperaturas de evaporação e condensação: (a)  $UAs$  diferentes; (b) mesmos  $UAs$ .

Após uma breve análise comparativa entre os desempenhos dos modelos MI-MES e MI-MEG, conclui-se que não há variações expressivas entre suas previsões. Porém, por ser mais abrangente e permitir avaliar motores de indução monofásicos e bifásicos, o modelo MEG será mantido para as análises subseqüentes deste trabalho.

## 6.4 Considerações Finais

Neste capítulo foram apresentados o modelo para simulação do ciclo de compressão, RECIP, o modelo térmico do compressor baseado em uma formulação integral para o motor, MI, o acoplamento desses modelos com o modelo elétrico e a validação dos resultados do modelo integrado assim formado. Na etapa de validação, ambos os modelos MES e MEG foram avaliados para verificar o efeito causado pela adoção de modelos elétricos diferentes no modelo integrado.

Inicialmente, detalharam-se as trocas de dados entre os diferentes modelos a fim de caracterizar os seus acoplamentos. Por exemplo, o MI calcula as temperaturas do compressor que são utilizadas para determinar os termos de transporte advectivo de energia no RECIP e para atualizar os valores das resistividades elétricas dos componentes do motor. Por outro lado, o RECIP calcula as vazões mássicas e a potência requerida pelo compressor que são dados de entrada para o MI. Finalmente, o acoplamento entre o RECIP e o modelo elétrico permite o cálculo da rotação do compressor. A partir da explicação da troca de dados, o procedimento de solução do modelo integral foi então detalhado.

A etapa de validação dos resultados do modelo MI-MES mostrou que suas estimativas para eficiências volumétrica e isentrópica são melhores que aquelas obtidas com um modelo MI-Padrão, em que a rotação é fixada no valor da sua rotação nominal. Não foram observadas diferenças significativas nas previsões de temperatura entre esses dois modelos. Porém, notou-se que o acoplamento termoelétrico deve ser considerado em análises relacionadas a modificações no projeto do motor.

Os resultados obtidos com o modelo MI-MEG, foram bastante próximos àqueles do modelo MI-MES. Observaram-se pequenas diferenças nas previsões de eficiência elétrica (máxima de 1%), as quais provocaram um desvio máximo de 0,7% em eficiência isentrópica. Os resultados de temperatura de motor previstos por ambos os modelos também se mostraram muito próximos. Como o modelo elétrico MEG é mais abrangente e permite a análise de motores de indução monofásicos e bifásicos, optou-se por utilizar o modelo MI-MEG em análises



paramétricas a serem apresentadas no capítulo 8. Além disso, o MEG foi selecionado também para ser acoplado com o modelo térmico de parâmetros concentrados do motor, MPC, originando o MPC-MEG, o qual será detalhado no capítulo 7.



## 7 MODELO TÉRMICO DE PARÂMETROS CONCENTRADOS PARA O MOTOR

Nas análises térmicas envolvendo o motor, muitas vezes é interessante caracterizar as temperaturas de seus componentes ao invés de representá-lo por um único valor de temperatura. Isso permite identificar as regiões mais aquecidas quando operando em uma determinada condição de carga ou após alteração de algum parâmetro geométrico. Este capítulo apresenta o modelo térmico Motor Parâmetros Concentrados, MPC, desenvolvido com esse propósito.

Inicialmente, aborda-se o conceito do modelo MPC e sua formulação matemática. Em seguida, exibe-se o procedimento de cálculo das resistências térmicas entre os componentes do motor e sua vizinhança. Apresenta-se então o procedimento de calibração do MPC e, na sequência, a validação dos resultados a partir de comparações com dados experimentais. Ao final, são realizadas algumas considerações a respeito do modelo.

### 7.1 Modelo Térmico de Parâmetros Concentrados do Motor (MPC)

O modelo térmico de parâmetros concentrados do motor, MPC, considera uma abordagem de parâmetros concentrados para determinação da distribuição de temperatura no motor ao passo que mantém a formulação integral do modelo MI para os demais componentes do compressor. Como visto no capítulo 6, o modelo MI adota um único volume de controle para o motor, de forma que a solução da equação da energia aplicada ao mesmo retorna uma temperatura média representativa,  $T_m$ . Além disso, a interação entre motor e ambiente interno é caracterizada por uma única condutância global ajustada com dados experimentais,  $UA_{m,ie}$ . Com relação a esses aspectos, o modelo MPC possui as seguintes diferenças:

- O motor é dividido em um maior número de volumes de controle, com intuito de prever as temperaturas em seus componentes;
- A modelagem da interação térmica entre componentes do motor é realizada via resistências térmicas determinadas a partir de parâmetros geométricos do motor e de correlações de transferência de calor disponíveis na literatura.

A primeira alteração objetiva fornecer maior detalhamento térmico dos componentes do motor, permitindo determinar regiões de sobreaquecimento e identificar soluções de gerenciamento térmico específicas para as mesmas. A segunda alteração visa permitir modificações na geometria e no material do motor, sem a necessidade de ajustes nos valores de condutâncias globais.

A Figura 7.1a ilustra volumes de controle usados para prever a interação térmica entre os componentes do compressor. A Figura 7.1b e a Figura 7.1c mostram respectivas vistas axissimétrica e de setor circular do motor, destacando seus elementos. No modelo MPC, o motor é dividido em (8) núcleo do estator, (9) enrolamentos do estator e (10) rotor.

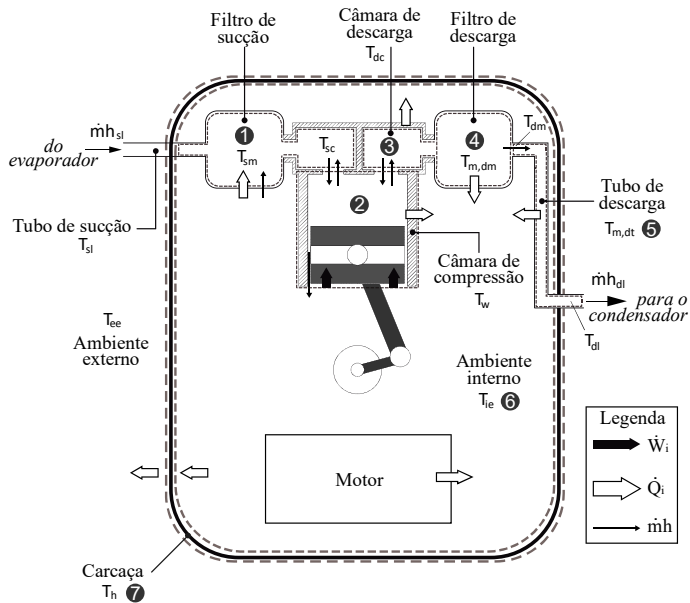
A Equação (6.1) é aplicada aos elementos destacados na Figura 7.1. Assim como realizado para o modelo MI, os termos associados às taxas de transferência de calor por condução e convecção, de trabalho e de transporte advectivo de energia são apresentados na Tabela 7.1. As trocas de calor entre dois componentes quaisquer do motor, ou entre um deles e o ambiente interno, são modeladas por condutâncias térmicas globais,  $UA_{i,j}^*$ , em que  $i$  e  $j$  são subíndices que representam os elementos em análise e o sobrescrito \* indica que a condutância é determinada a partir de uma associação de resistências térmicas.

## 7.2 Determinação das Condutâncias Térmicas $UA_{i,j}^*$

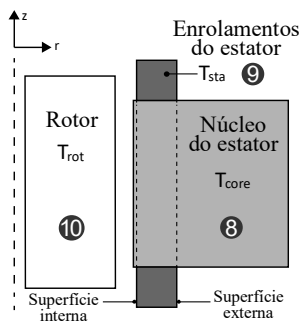
Nesta seção, as condutâncias térmicas  $UA_{i,j}^*$  serão detalhadas. Por definição, a condutância é inversamente proporcional à resistência ( $UA_{i,j}^* = 1/R_{i,j}$ ), de modo que as conexões térmicas entre os componentes do motor podem ser representadas na forma de um circuito térmico, como mostra a Figura 7.2. O circuito desenvolvido no presente estudo foi baseado nos trabalhos de Boglietti *et al.* (2003) e Voigdlener (2004). As taxas de geração de calor em cada componente (perdas) são posicionadas nos seus respectivos nós. A perda no rotor,  $\dot{Q}_{rot}$ , é atribuída ao rotor (10), a perda no núcleo,  $\dot{Q}_{core}$ , é posicionada no núcleo do estator (8) e a perda nos enrolamentos,  $\dot{Q}_{sta} (= \dot{Q}_{main} + \dot{Q}_{aux})$  é aplicada nos enrolamentos do estator (9). As resistências térmicas foram modeladas como componentes radiais e axiais independentes e desprezando-se a troca de calor na direção circunferencial. Os mecanismos de troca de calor levados em consideração são condução e convecção, uma vez que os efeitos de radiação são desprezíveis no interior de compressores que operam com óleo lubrificante (Dutra e Deschamps, 2013). As resistências

são denotadas por  $R_{i,j}^{m,n}$ , em que os índices  $i$  e  $j$  assumem as identificações (IDs) dos componentes indicadas na Tabela 7.1,  $m$  indica se a resistência é condutiva,  $k$ , ou convectiva,  $h$ , e  $n$  corresponde à direção de troca de calor, assumindo  $r$  ou  $z$  para as direções radial ou axial, respectivamente.

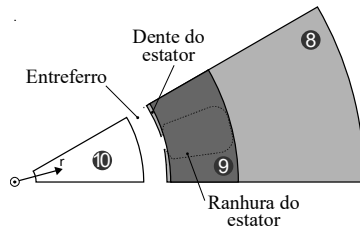
O circuito térmico do motor possui 9 resistências radiais e 5 resistências axiais, totalizando 14 resistências, associadas para compor 6 condutâncias equivalentes a serem apresentadas na sequência.



(a)



(b)



(c)

Figura 7.1 - (a) Esquema da interação térmica entre os componentes do compressor; (b) vista axissimétrica e (c) setor circular do motor.

Tabela 7.1 - Termos dos balanços de energia aplicados a cada componente do compressor no modelo MPC.

ID	$\dot{Q}$	$\dot{W}$	$\Sigma(\dot{m}h)_{in}$	$\Sigma(\dot{m}h)_{out}$
1 (sm)	$UA_{1,6}(T_1 - T_6)$	-	$\dot{m}[\varphi h_{sl} + (1 - \varphi)h_{ie}] + \dot{m}_l h_{ie} + \dot{m}_{bs} h_{g,s}$	$\dot{m}_s h_{sc}$
2 (w)	$UA_{2,6}(T_2 - T_6)$	$\dot{W}_{ind} + \dot{W}_b$	$\dot{m}_s h_{sc} + \dot{m}_{bd} h_{dc}$	$\dot{m}_l h_{g,l} + \dot{m}_{bs} h_{g,s} + \dot{m}_d h_{g,d}$
3 (dc)	$UA_{3,6}(T_3 - T_6)$	-	$\dot{m}_d h_{g,d}$	$\dot{m}_{bd} h_{dc} + \dot{m} h_{dc}$
4 (m,dm)	$UA_{4,6}(T_4 - T_6)$	-	$\dot{m} h_{dc}$	$\dot{m} h_{dm}$
5 (m,dt)	$UA_{5,6}(T_5 - T_6)$	-	$\dot{m} h_{dm}$	$\dot{m} h_{dl}$
6 (ie)	$\sum_8^{10} UA_{j,6}^*(T_6 - T_j) + \sum_1^7 UA_{i,6}(T_6 - T_i)$ ; para $i \neq 6$	-	$\dot{m} h_{sl} + \dot{m}_l h_{g,l}$	$\dot{m}[\varphi h_{sl} + (1 - \varphi)h_{ie}] + \dot{m}_l h_{ie}$
7 (h)	$UA_{7,ee}(T_7 - T_{ee}) + UA_{7,6}(T_7 - T_6)$	-	-	-
8 (core)	$\sum_6^{10} UA_{j,8}^*(T_8 - T_j) - \dot{Q}_{core}$ ; para $j \neq 7$ e $8$	-	-	-
9 (sta)	$\sum_6^{10} UA_{j,9}^*(T_9 - T_j) - \dot{Q}_{main} - \dot{Q}_{aux}$ ; para $j \neq 7$ e $9$	-	-	-
10 (rot)	$\sum_6^9 UA_{j,10}^*(T_{10} - T_j) - \dot{Q}_{rot}$ ; para $j \neq 7$	-	-	-

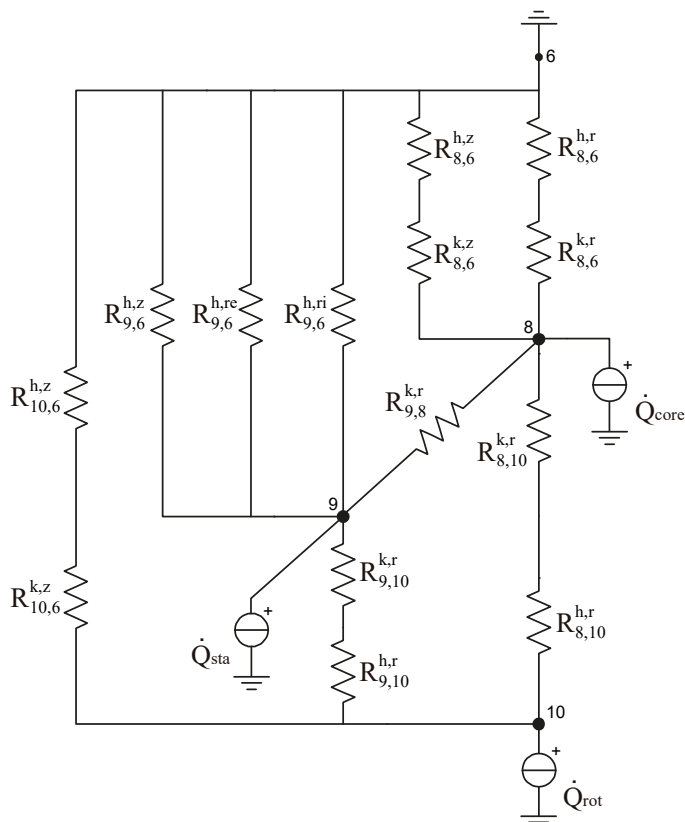


Figura 7.2 - Circuito térmico do motor.

### 7.2.1 Núcleo do estator e ambiente interno ( $UA_{8,6}^*$ )

A condutância equivalente entre o núcleo do estator e o ambiente interno do compressor pode ser escrita em função das resistências térmicas estabelecidas entre esses dois elementos:

$$UA_{8,6}^* = \frac{1}{R_{8,6}^{eq}} = \frac{1}{R_{8,6}^{h,r} + R_{8,6}^{k,r}} + \frac{1}{R_{8,6}^{h,z} + R_{8,6}^{k,z}} \quad (7.1)$$

em que  $R_{8,6}^{k,r}$  e  $R_{8,6}^{k,z}$  denotam respectivamente as resistências condutivas radial e axial dentro do próprio núcleo. Cada uma dessas resistências está associada em série com a resistência convectiva na mesma direção,  $R_{8,6}^{h,r}$  ou  $R_{8,6}^{h,z}$ , devido ao escoamento de fluido refrigerante no ambiente interno em contato com o núcleo.

A resistência condutiva na direção axial é obtida de:

$$R_{8,6}^{k,z} = \frac{L_{stack}}{4k_8^z A_{8,6}^{k,z}} \quad (7.2)$$

em que  $L_{stack}$  é o comprimento do pacote de lâminas do estator (Figura 3.3a) e  $k_8^z$  é a condutividade térmica do núcleo na direção axial, cujo valor atribuído foi de 1,8 W/m.°C, seguindo Bousbaine (1999). O fator 4 provém do fato de o nó 8 estar localizado distante de um comprimento  $L_{stack}/2$  das superfícies inferior e superior do núcleo (Figura 7.3), ambas de área  $A_{8,6}^{k,z}$ , totalizando uma área de troca de  $2A_{8,6}^{k,z}$ . O valor das áreas é estimado a partir dos diâmetros  $D_{slot}$  (Figura 3.3c) e  $D_e$ :

$$A_{8,6}^{k,z} = \frac{\pi(D_e^2 - D_{slot}^2)}{4} \quad (7.3)$$

sendo  $D_e$  avaliado como uma média aritmética dos diâmetros  $D_{e,e}$  e  $D_{e,i}$  devido ao formato irregular do núcleo do estator (Figura 3.3c). A resistência condutiva na direção radial é dada por:

$$R_{8,6}^{k,r} = \frac{\ln(D_e/D_8)}{2\pi k_8^r L_{stack}} \quad (7.4)$$

sendo  $k_8^r$  a condutividade térmica do núcleo na direção radial, cujo valor é de 38,8 W/m.°C (Bousbaine, 1999). A condutividade térmica radial é aproximadamente 20 vezes maior que aquela na direção axial, pois o núcleo do estator é fabricado a partir de lâminas de aço compactadas na



forma de um pacote, originando um componente anisotrópico. O nó 8 do circuito está posicionado sobre  $D_8$ , o qual é calculado a partir de:

$$D_8 = \sqrt{\frac{D_e^2 + D_{slot}^2}{2}} \quad (7.5)$$

indicando que a posição do nó 8 foi escolhida de modo que a área da circunferência de diâmetro  $D_8$  corresponda à média entre as áreas das circunferências de diâmetros  $D_e$  e  $D_{slot}$ . A Figura 7.4 mostra vistas superior e isométrica em corte do núcleo do estator de forma a auxiliar na compreensão do posicionamento do nó 8.

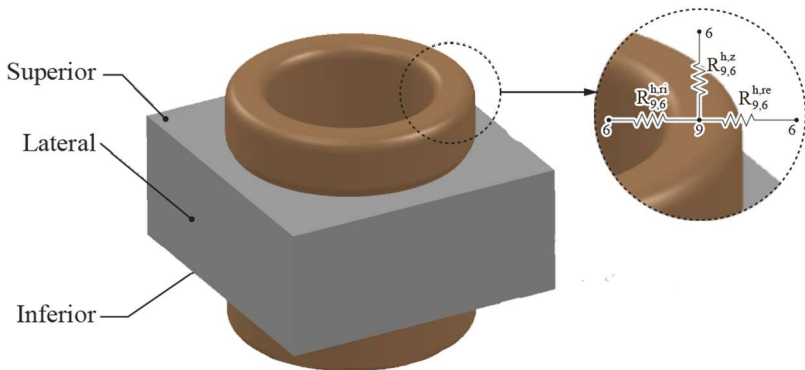


Figura 7.3 - Esquema do estator com destaque para as resistências térmicas convectivas junto aos enrolamentos.

As resistências convectivas nas direções radial e axial são obtidas através de:

$$R_{8,6}^{h,r} = \frac{1}{h_{8,6}^r A_{8,6}^{h,r}}; \quad R_{8,6}^{h,z} = \frac{1}{2h_{8,6}^z A_{8,6}^{h,z}} \quad (7.6)$$

em que  $A_{8,6}^{h,z}$  é igual a  $A_{8,6}^{k,z}$  e o fator 2 é devido à troca de calor nas superfícies superior e inferior do núcleo. A área lateral de troca entre núcleo e ambiente interno,  $A_{8,6}^{h,r}$ , é:

$$A_{8,6}^{h,r} = \pi D_e L_{stack} \quad (7.7)$$

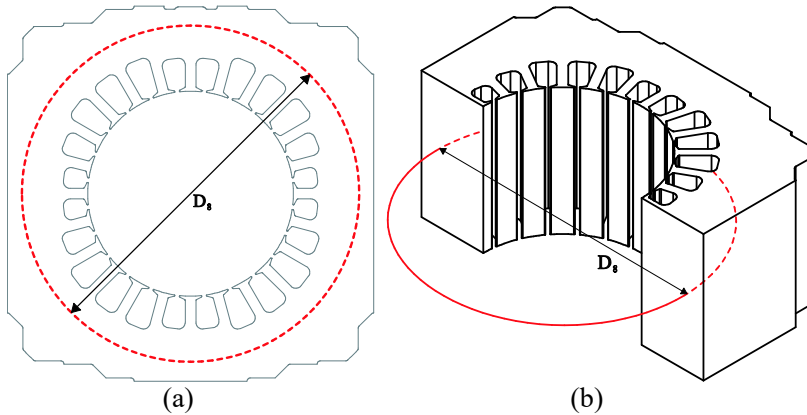


Figura 7.4 - Vista (a) superior e (b) isométrica em corte do núcleo do estator.

Uma das grandes dificuldades associadas ao modelo MPC é determinar os coeficientes de transferência de calor por convecção. A geometria do motor é complexa se comparada com geometrias simplificadas de placas planas, cilindros ou discos. Além disso, é difícil caracterizar os escoamentos de fluido refrigerante e óleo lubrificante no ambiente interno do compressor e, conseqüentemente, atribuir as velocidades características necessárias para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor. Sendo assim, foram adotadas correlações empregadas em outros trabalhos da literatura (Haas, 2012; Sanvezzo Jr. e Deschamps, 2012; Ooi, 2003) sobre modelagem térmica de compressores.

Os coeficientes de transferência de calor  $h_{8,6}^r$  e  $h_{8,6}^z$  são obtidos a partir da correlação para escoamento turbulento sobre uma placa plana (Bejan, 1996):

$$h_{8,6}^r = \frac{Nu_{8,6}^r k_6}{L_{8,6}^r}; \quad h_{8,6}^z = \frac{Nu_{8,6}^z k_6}{L_{8,6}^z} \quad (7.8)$$

sendo

$$Nu_{8,6}^r = 0,037(Re_{8,6}^r)^{0,8} Pr_6^{0,33}; \quad Re_{8,6}^r = \frac{V_{8,6}^r L_{8,6}^r}{\nu_6} \quad (7.9)$$

$$Nu_{8,6}^z = 0,037(Re_{8,6}^z)^{0,8} Pr_6^{0,33}; \quad Re_{8,6}^z = \frac{V_{8,6}^z L_{8,6}^z}{\nu_6} \quad (7.10)$$

onde  $Nu_{8,6}^r$  e  $Nu_{8,6}^z$  são os números de Nusselt associados à transferência convectiva de calor entre o núcleo do estator e o gás do ambiente interno e  $Re_{8,6}^r$  e  $Re_{8,6}^z$  são os números de Reynolds que caracterizam o escoamento sobre a superfície lateral e as superfícies horizontais (superior e inferior) do núcleo, respectivamente. Os comprimentos e velocidade característicos são denotados por  $L_{8,6}^r$ ,  $L_{8,6}^z$ ,  $V_{8,6}^r$  e  $V_{8,6}^z$  e as condutividade térmica e viscosidade cinemática do gás são representadas por  $k_6$  e  $\nu_6$ .

As propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante, necessárias para calcular as resistências convectivas entre ambiente interno e componentes do motor são avaliadas a partir das correspondentes temperaturas de filme,  $T_{f,i} = 0,5(T_i + T_6)$ , em que  $i$  pode assumir valores iguais a 8, 9 ou 10, dependendo do componente em análise.

A velocidade característica do escoamento junto à superfície lateral do núcleo do estator foi modelada a partir da velocidade tangencial do eixo de manivela do compressor (Sanvezzo Jr. e Deschamps, 2012), o qual promove uma intensa movimentação de gás dentro da carcaça:

$$V_{8,6}^r = \alpha \omega R_{ck} \quad (7.11)$$

sendo  $R_{ck}$  o raio de manivela do eixo e  $\alpha$  um coeficiente para ajuste da velocidade característica. O valor de  $\alpha$  é determinado via um procedimento de calibração do modelo MPC, que será apresentado na seção 7.3.

A velocidade característica junto às superfícies superior e inferior do núcleo foi estimada com base na velocidade tangencial do rotor (Ooi, 2003), devido à proximidade entre tais superfícies e o componente girante:

$$V_{8,6}^z = \beta\omega(R_i - \delta) \quad (7.12)$$

em que  $R_i$  é o raio interno do estator,  $\delta$  é a folga de entreferro e  $\beta$  é um coeficiente de ajuste da velocidade característica, também obtido através do procedimento de calibração do modelo MPC.

Os comprimentos característicos  $L_{8,6}^r$  e  $L_{8,6}^z$  foram definidos como:

$$L_{8,6}^r = L_{stack}; \quad L_{8,6}^z = \frac{D_e - D_{slot}}{2} \quad (7.13)$$

sendo  $L_{stack}$  o comprimento do pacote de lâminas do estator,  $D_e$  o diâmetro externo do estator e  $D_{slot}$  o diâmetro que engloba as ranhuras do estator (Figura 3.3c).

### 7.2.2 Núcleo e enrolamentos do estator ( $UA_{8,9}^*$ )

A condutância equivalente entre núcleo e enrolamentos do estator é dada pelo inverso da resistência térmica condutiva radial entre eles:

$$UA_{8,9}^* = \frac{1}{R_{9,8}^{k,r}} = \frac{1}{R_{9,8}^{k,r}|_{iso} + R_{9,8}^{k,r}|_y} \quad (7.14)$$

sendo a resistência equivalente composta por uma associação em série de duas parcelas,  $R_{9,8}^{k,r}|_{iso}$  e  $R_{9,8}^{k,r}|_y$ , referentes à camada de isolante elétrico contido nas ranhuras e à própria coroa do núcleo do estator, respectivamente. A resistência interna dos enrolamentos é negligenciada pelo fato dos mesmos serem fabricados em cobre, com elevada condutividade térmica (da ordem de 400 W/m.°C).

O isolante elétrico no interior das ranhuras envolve os enrolamentos, evitando o contato entre os mesmos e o núcleo do estator. A Figura 7.5 mostra uma fotografia do motor, destacando a camada de isolante entre enrolamentos e núcleo. Naturalmente, existe uma resistência de contato, pois o isolante não preenche perfeitamente o

espaço existente entre esses dois componentes. Assim, a resistência térmica devido ao isolante é estimada a partir de valores de condutividade térmica e espessura equivalentes,  $k_{eq}$  e  $t_{eq}$ , respectivamente:

$$R_{9,8}^{k,r}|_{iso} = \frac{t_{eq}}{k_{eq}A_{9,8}^{k,r}} \quad (7.15)$$

sendo,

$$t_{eq} = t_{iso} + t_g; \quad k_{eq} = \frac{t_{eq}}{\left(\frac{t_{iso}}{k_{iso}}\right) + \left(\frac{t_g}{k_g}\right)} \quad (7.16)$$

em que  $k_{iso}$  e  $k_g$  representam as respectivas condutividades térmicas do isolante e do gás que preenche o espaço existente entre enrolamento, isolante e núcleo. O espaço preenchido por gás foi modelado como uma camada de espessura  $t_g$  igual à espessura do isolante,  $t_{iso}$ , cujo valor é de 0,3 mm. As condutividades térmicas do isolante e do gás são de 0,2 W/m.°C (Boglietti *et al.*, 2015) e 0,03 W/m.°C, respectivamente. Assim, a espessura e a condutividade térmica equivalentes são iguais a 0,6 mm e 0,05 W/m.°C. Esse valor está dentro da faixa obtida por Boglietti *et al.* (2015), que realizaram medições de condutividade térmica equivalente em motores de indução do tipo TEFC, obtendo valores entre 0,04 W/m.°C e 0,1 W/m.°C. Por fim, realizou-se uma análise de sensibilidade, alterando a condutividade de 0,05 W/m.°C para 0,1 W/m.°C e observou-se que as temperaturas de motor variaram menos que 0,5°C.

Ainda com relação à Equação (7.15), a área de troca de calor representada por  $A_{9,8}^{k,r}$  é calculada através de:

$$A_{9,8}^{k,r} = \phi \pi D_{slot} L_{stack} \quad (7.17)$$

em que  $\phi$  é um fator que indica a proporção de área de ranhura em relação à área total de troca de calor na direção radial:

$$\phi = \frac{N_{sta} b_{slot}}{\pi D_{slot}} \quad (7.18)$$

sendo  $b_{slot}$  a largura de uma ranhura (Figura 3.3b) e  $N_{sta}$  o número de ranhuras do estator. A resistência térmica do isolante da ranhura é associada em série com uma resistência devido à própria coroa do núcleo,  $R_{9,8}^{k,r}|_y$ :

$$R_{9,8}^{k,r}|_y = \frac{\ln(D_8/D_{slot})}{2\pi k_8^r L_{stack} \phi} \quad (7.19)$$

A Figura 7.6 mostra um esquema das resistências térmicas sobrepostas às regiões do motor que as mesmas representam, de modo a facilitar a compreensão do circuito.

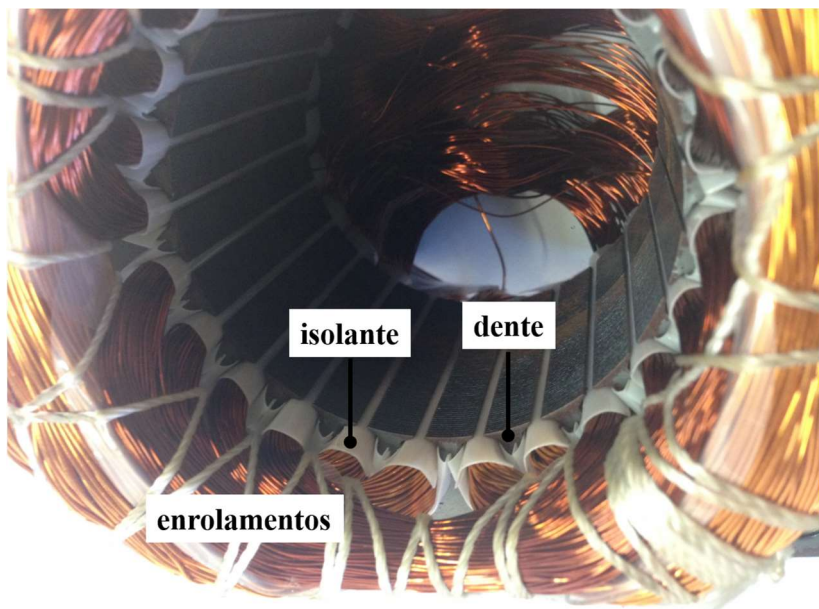


Figura 7.5 - Fotografia do estator: destaque para o isolante dentro das ranhuras.

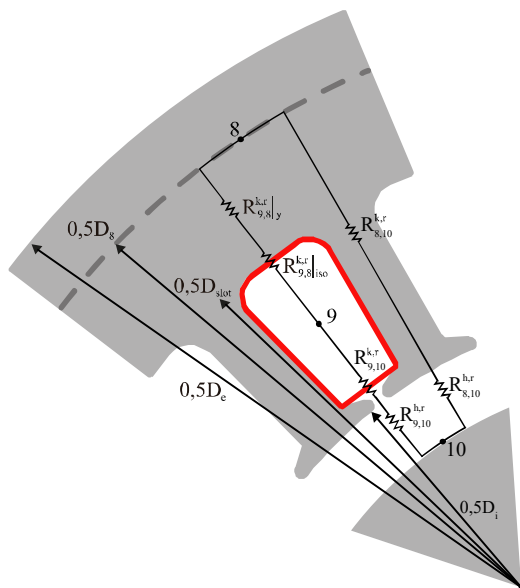


Figura 7.6 - Representação das resistências térmicas junto à geometria.

### 7.2.3 Rotor e núcleo do estator ( $UA_{8,10}^*$ )

O rotor apresenta uma estrutura construtiva análoga àquela do estator, possuindo um núcleo formado a partir de um pacote de lâminas de aço, dotado de ranhuras preenchidas por barras de alumínio conectadas nas extremidades por anéis curto circuitados. No entanto, o rotor pode suportar temperaturas mais elevadas que o estator, pois não possui a camada de isolante junto ao enrolamento, que geralmente é o componente crítico do ponto de vista térmico (Boglietti *et al.*, 2013). Dessa forma, optou-se por modelar o rotor de maneira simplificada, representando-o por uma temperatura média e desprezando a resistência condutiva na direção radial. Logo, a condutância entre rotor e núcleo do estator é dada por:

$$UA_{8,10}^* = \frac{1}{R_{8,10}^{eq}} = \frac{1}{R_{8,10}^{h,r} + R_{8,10}^{k,r}} \quad (7.20)$$

em que  $R_{8,10}^{h,r}$  representa uma parcela da resistência convectiva no entreferro e  $R_{8,10}^{k,r}$  corresponde à resistência condutiva radial do dente e de parte da coroa do núcleo (Figura 7.6). A resistência convectiva é calculada através de:

$$R_{8,10}^{h,r} = \frac{1}{h_{8,10}^r A_{8,10}^{h,r}} \quad (7.21)$$

sendo  $h_{8,10}^r$  o coeficiente de transferência de calor estimado via correlação proposta por Bouafia *et al.* (1999) para escoamentos anulares entre dois cilindros concêntricos, um estacionário e o outro em movimento:

$$h_{8,10}^r = \frac{Nu_{8,10}^r k_6}{\delta} \quad (7.22)$$

em que o número de Nusselt é obtido das seguintes relações:

$$Nu_{8,10}^r = 0,132(Ta_{8,10}^r)^{0,3}; 6 \times 10^3 < Ta_{8,10}^r < 1,4 \times 10^6 \quad (7.23)$$

$$Nu_{8,10}^r = 0,029(Ta_{8,10}^r)^{0,4}; 1,4 \times 10^6 \leq Ta_{8,10}^r < 2 \times 10^7 \quad (7.24)$$

O parâmetro característico para avaliação da transferência de calor em escoamentos na presença de rotação é o número de Taylor,  $Ta$ , que depende de propriedades do fluido, da velocidade angular,  $\omega$ , da folga de entreferro,  $\delta$ , e do raio médio logarítmico,  $R_m$ :

$$Ta_{8,10}^r = \frac{\omega^2 R_m \delta^3}{\nu_6^2}; \quad R_m = \frac{\delta}{\ln[R_i/(R_i - \delta)]} \quad (7.25)$$



Deve ser mencionado que as estimativas de  $Ta$  para algumas das condições de operação avaliadas estão abaixo de  $6 \times 10^3$ , (mínimo de  $1,5 \times 10^3$ ). No entanto, esta é a correlação que melhor representa o escoamento particular no entreferro e, por isso, foi adotada para as análises no presente trabalho.

Ainda com relação à Equação (7.21), a área de troca de calor entre rotor e estator na região do entreferro,  $A_{8,10}^{h,r}$ , é dada por:

$$A_{8,10}^{h,r} = 2\pi R_i L_{stack}(1 - \phi) \quad (7.26)$$

Finalmente, a resistência condutiva na direção radial,  $R_{8,10}^{k,r}$ , que engloba os dentes e parte da coroa do núcleo, é expressa por:

$$R_{8,10}^{k,r} = \frac{\ln(D_8/D_i)}{2\pi k_8^r L_{stack}(1 - \phi)} \quad (7.27)$$

#### 7.2.4 Rotor e enrolamentos do estator ( $UA_{9,10}^*$ )

A condutância equivalente entre rotor e enrolamentos do estator pode ser escrita como:

$$UA_{9,10}^* = \frac{1}{R_{9,10}^{eq}} = \frac{1}{R_{9,10}^{h,r} + R_{9,10}^{k,r}} \quad (7.28)$$

com  $R_{9,10}^{h,r}$  e  $R_{9,10}^{k,r}$  representando as respectivas resistências convectiva no entreferro e condutiva devido ao isolante junto ao enrolamento (Figura 7.6):

$$R_{9,10}^{h,r} = \frac{1}{h_{9,10}^r A_{9,10}^{h,r}}; \quad R_{9,10}^{k,r} = R_{9,8}^{k,r}|_{iso} \quad (7.29)$$

sendo que o coeficiente de transferência de calor,  $h_{9,10}^r$ , assume o mesmo valor do coeficiente  $h_{8,10}^r$ . A área de troca de calor entre rotor e enrolamentos do estator,  $A_{9,10}^{h,r}$ , é calculada por:

$$A_{9,10}^{h,r} = 2\pi R_i L_{stack} \phi \quad (7.30)$$

### 7.2.5 Enrolamentos e ambiente interno ( $UA_{9,6}^*$ )

A condutância entre enrolamentos e ambiente interno do compressor corresponde à soma do inverso das resistências entre as cabeças de bobina do estator e o escoamento de gás:

$$UA_{9,6}^* = \frac{1}{R_{9,6}^{eq}} = \frac{1}{R_{9,6}^{h,z}} + \frac{1}{R_{9,6}^{h,re}} + \frac{1}{R_{9,6}^{h,ri}} \quad (7.31)$$

sendo  $R_{9,6}^{h,z}$ ,  $R_{9,6}^{h,re}$  e  $R_{9,6}^{h,ri}$  as resistências convectivas junto ao topo, à superfície externa e à superfície interna das cabeças de bobina do estator (Figura 7.1b), respectivamente. A Figura 7.3 mostra um esquema das resistências associadas a cada uma dessas regiões do enrolamento que são calculadas através de:

$$\begin{aligned} R_{8,6}^{h,z} &= \frac{1}{2h_{9,6}^z A_{9,6}^{h,z}}; & R_{9,6}^{h,re} &= \frac{1}{2h_{9,6}^{re} A_{9,6}^{h,re}}; \\ R_{9,6}^{h,ri} &= \frac{1}{2h_{9,6}^{ri} A_{9,6}^{h,ri}} \end{aligned} \quad (7.32)$$

em que o fator 2 nessas relações reduz as resistências pela metade, pois existem duas cabeças de bobina.

No modelo MPC, assume-se que a cabeça de bobina tem área de seção transversal quadrada cujo lado corresponde ao diâmetro equivalente de seção transversal de cabeça de bobina,  $D_{coil}$  ( $= 2R_{coil}$ , vide Figura 3.8). Considera-se também que as três regiões da cabeça de bobina estão

expostas ao mesmo escoamento, cuja velocidade característica depende da velocidade tangencial do rotor. Portanto, os coeficientes de transferência de calor  $h_{9,6}^z$ ,  $h_{9,6}^{re}$  e  $h_{9,6}^{ri}$  são iguais e representados por  $h_{9,6}$ :

$$h_{9,6} = h_{9,6}^z = h_{9,6}^{re} = h_{9,6}^{ri} \quad (7.33)$$

A exemplo das regiões do núcleo do estator, o coeficiente de transferência de calor  $h_{9,6}$  é estimado utilizando a correlação para escoamento turbulento sobre uma placa plana (Bejan, 1996):

$$h_{9,6} = \frac{Nu_{9,6}k_6}{L_{9,6}} \quad (7.34)$$

sendo

$$Nu_{9,6} = 0,037(Re_{9,6})^{0,8} Pr_6^{0,33}; \quad Re_{9,6} = \frac{V_{9,6}L_{9,6}}{\nu_6} \quad (7.35)$$

em que  $Nu_{9,6}$  é o número de Nusselt associado à transferência de calor entre as cabeças de bobina e o gás do ambiente interno, e  $Re_{9,6}$  é o número de Reynolds que caracteriza o escoamento sobre essa região. A velocidade característica  $V_{9,6}$  é avaliada como realizado para  $V_{8,6}^z$  e o comprimento característico  $L_{9,6}$  corresponde à dimensão  $D_{coilt}$ .

Finalmente, as áreas de troca de calor na cabeça de bobina são obtidas de:

$$\begin{aligned} A_{9,6}^{h,z} &= \pi[(R_i + D_{coilt})^2 - R_i^2]; \\ A_{9,6}^{h,re} &= 2\pi(R_i + D_{coilt})D_{coilt}; \\ A_{9,6}^{h,ri} &= 2\pi R_i D_{coilt}; \end{aligned} \quad (7.36)$$

em que  $R_i$  é o radio interno do estator.

### 7.2.6 Rotor e ambiente interno ( $UA_{10,6}^*$ )

A condutância entre o rotor e o gás no ambiente interno do compressor depende das resistências condutiva axial,  $R_{10,6}^{k,z}$ , e convectiva,  $R_{10,6}^{h,z}$ , associadas em série:

$$UA_{10,6}^* = \frac{1}{R_{10,6}^{eq}} = \frac{1}{R_{10,6}^{k,z} + R_{10,6}^{h,z}} \quad (7.37)$$

A resistência condutiva axial é calculada como:

$$R_{10,6}^{k,z} = \frac{L_{stack}}{4k_{10}^z A_{10,6}^{k,z}} \quad (7.38)$$

sendo  $k_{10}^z$  a condutividade térmica equivalente do rotor na direção axial, estimada a partir de uma ponderação na área de seção transversal:

$$k_{10}^z = \frac{k_8^z A_{10,core} + k_{bar} A_{bar} N_{rot}}{A_{10,6}^{k,z}}; \quad (7.39)$$

$$A_{10,6}^{k,z} = A_{10,core} + A_{bar} N_{rot}$$

em que  $A_{bar}$  e  $N_{rot}$  representam a área de seção transversal de uma barra do rotor e o número de barras (ou ranhuras) do rotor, respectivamente. A área de seção transversal do núcleo do rotor é denotada por  $A_{10,core}$ . A condutividade térmica das barras corresponde a do alumínio puro. Como os núcleos de rotor e estator são fabricados a partir dos mesmos material e processo, suas condutividades térmicas axiais são iguais,  $k_8^z$ . A Figura 7.7 mostra imagens do rotor, destacando as áreas de núcleo e das barras (corte transversal BB').

A resistência convectiva entre o rotor e o ambiente interno é:

$$R_{10,6}^{h,z} = \frac{1}{2h_{10,6}^z A_{10,6}^{h,z}} \quad (7.40)$$

sendo  $h_{10,6}^z$  o coeficiente de transferência de calor estimado através da correlação para discos girantes proposta por Wiesche (2006):

$$h_{10,6}^z = \frac{Nu_{10,6}^z k_6}{L_{10,6}^z} \quad (7.41)$$

em que:

$$Nu_{10,11}^r = 0,33(Re_{10,6}^z)^{0,5}; \quad Re_{10,6}^z = \frac{V_{10,6} L_{10,6}^z}{\nu_6} \quad (7.42)$$

O comprimento característico,  $L_{10,6}^z$ , é avaliado como o raio externo do rotor e a velocidade característica,  $V_{10,6}$ , é modelada como a velocidade tangencial do rotor:

$$L_{10,6}^z = R_i - \delta; \quad V_{10,6} = \omega(R_i - \delta) \quad (7.43)$$

Os anéis curto circuitados nas extremidades superior e inferior do rotor são salientes (Figura 7.7), portanto, a área de troca de calor entre rotor e ambiente interno é calculada via:

$$A_{10,6}^{h,z} = A_{10,6}^{k,z} + \pi L_{ring} (D_{ring,i} + D_{ring,e}) \quad (7.44)$$

em que o segundo termo representa a área lateral do anel, cuja altura é  $L_{ring}$  e os diâmetros interno e externo são  $D_{ring,i}$  e  $D_{ring,e}$ , respectivamente. Como os anéis superior e inferior do rotor são diferentes,  $L_{ring}$ ,  $D_{ring,i}$  e  $D_{ring,e}$  são médias aritméticas entre as dimensões dos anéis.

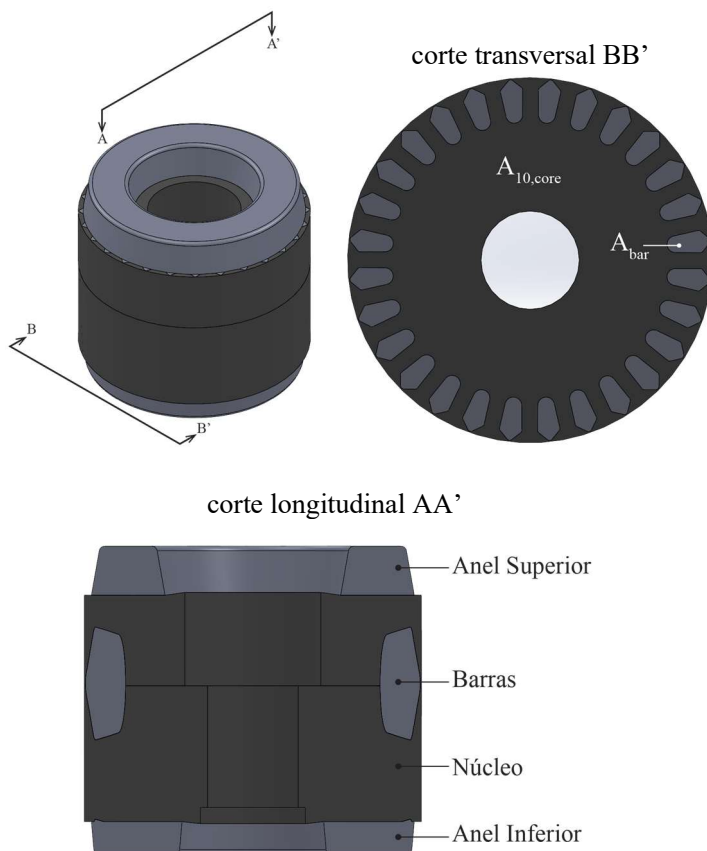


Figura 7.7 - Geometria do rotor.

### 7.3 Calibração do Modelo MPC

A calibração do modelo térmico MPC requer algumas etapas além do ajuste de condutâncias globais  $UA$ , descrito no capítulo 6. Isso é necessário, pois a determinação da condutância entre a carcaça do compressor (7) e o gás no ambiente interno (6), denotada por  $UA_{7,6}$ , ocorre através da solução do balanço de energia no ambiente interno (vide Tabela 7.1), utilizando dados de temperatura experimentais. Porém, não há medições disponíveis para a temperatura do rotor ( $T_{10}$ ) devido à

dificuldade de instalação de termopares junto ao componente móvel. Além disso, o cálculo da condutância  $UA_{7,6}$  depende de estimativas criteriosas para  $UA_{9,6}^*$  e  $UA_{8,6}^*$ , as quais são obtidas a partir de resistências térmicas associadas a velocidades características de difícil determinação. Sendo assim, duas etapas adicionais de calibração devem ser realizadas antes do ajuste das condutâncias  $UA$ : (i) ajuste da temperatura do rotor e (ii) determinação dos fatores  $\alpha$  e  $\beta$ , correspondentes às velocidades características dos escoamentos sobre núcleo e enrolamentos do estator.

### 7.3.1 Ajuste da temperatura do rotor

No procedimento de calibração do modelo MPC, a temperatura do rotor é estimada através de um processo iterativo simples. Inicialmente, dados de temperatura medidos na condição de operação  $-23,3^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$  são inseridos nos balanços de energia dispostos na Tabela 7.1 e um valor inicial qualquer é atribuído à temperatura do rotor. O acoplamento RECIP-MEG é resolvido, conforme procedimento descrito no capítulo 6 (Figura 6.3), com o objetivo de calcular as perdas no motor e a rotação. As condutâncias entre rotor e seus componentes vizinhos  $UA_{6,10}^*$ ,  $UA_{8,10}^*$  e  $UA_{9,10}^*$  são avaliadas. Em seguida, o balanço de energia no rotor (Tabela 7.1) é resolvido. Se o resíduo gerado for menor que uma tolerância especificada, o procedimento é finalizado. Caso contrário, estima-se um novo valor para a temperatura do rotor e repete-se o processo até a convergência. A Figura 7.8 mostra um fluxograma do procedimento descrito.

### 7.3.2 Determinação dos fatores $\alpha$ e $\beta$

As velocidades características dos escoamentos sobre as superfícies do núcleo e dos enrolamentos do estator são determinadas somente depois de estimada a temperatura do rotor. Primeiramente, ajusta-se o fator  $\beta$ , vinculado às velocidades características  $V_{8,6}^z$  e  $V_{9,6}$ , as quais afetam os balanços de energia no núcleo (8) e nos enrolamentos (9) do estator. Em seguida, ajusta-se o fator  $\alpha$ , que altera a velocidade  $V_{8,6}^r$ , associada apenas ao balanço de energia no núcleo do estator.

Antes de iniciar o procedimento de ajuste, é necessário determinar a condutância entre os enrolamentos e o núcleo do estator,  $UA_{8,9}^*$ , que é independente das velocidades características. O procedimento é, então, iniciado com uma estimativa para  $\beta$ . Na sequência, avalia-se a

condutância entre enrolamentos e ambiente interno,  $UA_{9,6}^*$ . O balanço de energia nos enrolamentos do estator é resolvido conforme equação apresentada na Tabela 7.1, utilizando os valores das perdas  $\dot{Q}_{main}$  e  $\dot{Q}_{aux}$  calculadas durante o procedimento de ajuste da temperatura do rotor (Figura 7.8). Caso o resíduo gerado seja inferior ao critério estabelecido, o procedimento é encerrado. Caso contrário, estima-se novamente um valor para  $\beta$  e repete-se o processo até atingir a convergência. A Figura 7.9 mostra o fluxograma para determinação de  $\beta$ .

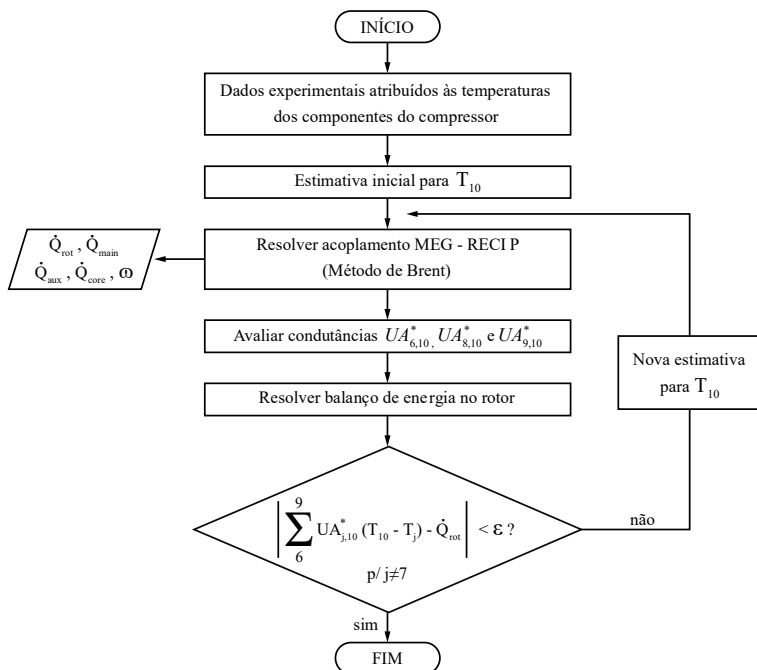


Figura 7.8 - Fluxograma para ajuste da temperatura do rotor no procedimento de calibração.

O cálculo de  $\alpha$  segue um procedimento análogo. Com o valor de  $\beta$  já definido, estima-se  $\alpha$  e avalia-se a condutância  $UA_{8,6}^*$ . Na sequência, o balanço de energia no núcleo do estator é resolvido. Caso o resíduo gerado seja inferior à tolerância especificada, o processo é encerrado. Do contrário, estima-se novamente  $\alpha$  e repetem-se os cálculos até atingir o critério de convergência.

Depois de determinados os valores para a temperatura do rotor e as velocidades características, as condutâncias globais  $UA$  são ajustadas,



seguindo o procedimento já adotado para o modelo MI. Para o compressor em estudo,  $\alpha$  e  $\beta$  foram ajustados em 0,68 e 0,13, respectivamente. Assim, a velocidade característica do escoamento junto aos enrolamentos e às superfícies superior e inferior do núcleo corresponde a 13% da velocidade tangencial do rotor ( $\sim 1,2$  m/s) e a velocidade característica junto à superfície lateral do núcleo é 68% da velocidade tangencial do eixo de manivela ( $\sim 1,7$  m/s).

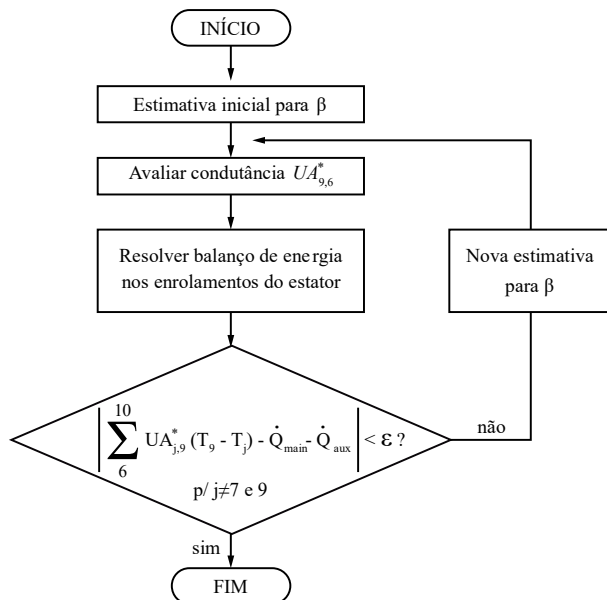


Figura 7.9 - Fluxograma para o cálculo de  $\beta$ .

#### 7.4 Validação do Modelo MPC e Análises Preliminares

Nesta seção, comparam-se os resultados do modelo MPC-MEG com medições e previsões do modelo MI-MEG. Em seguida, realiza-se uma análise preliminar acerca da interação térmica entre os componentes do motor, a fim de demonstrar uma aplicação do modelo MPC-MEG.

A Figura 7.10 e a Figura 7.11 mostram resultados de eficiência volumétrica e isentrópica obtidos com ambos os modelos. Como esperado, os modelos MPC-MEG e MI-MEG preveem valores praticamente idênticos para as eficiências, uma vez que os modelos elétrico e termodinâmico utilizados são os mesmos nos dois modelos

integrados. As diferenças entre os modelos térmicos MI e MPC para o motor não são relevantes a ponto de modificar as previsões dos parâmetros de eficiência.

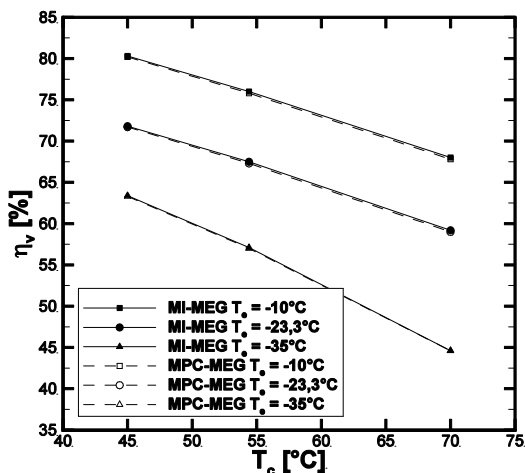


Figura 7.10 - Previsões de eficiência volumétrica em função das temperaturas de evaporação e condensação obtidas pelos modelos MPC-MEG e MI-MEG.

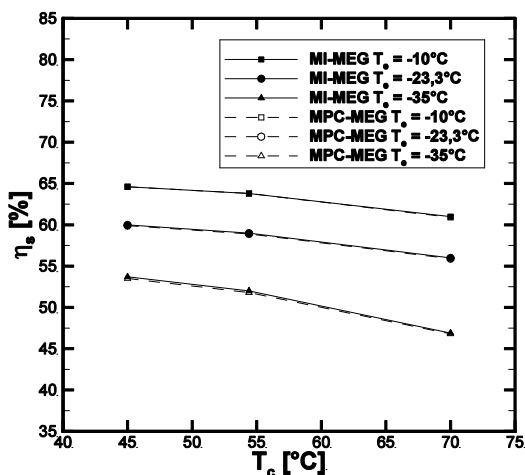


Figura 7.11 - Previsões de eficiência isentrópica em função das temperaturas de evaporação e condensação obtidas pelos modelos MPC-MEG e MI-MEG.

A Figura 7.12 apresenta a previsão da distribuição de temperatura no motor em função das temperaturas de evaporação e condensação. A condição de calibração do modelo MPC-MEG é a mesma usada para o modelo MI-MEG, ou seja,  $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ . Nota-se que as temperaturas dos enrolamentos,  $T_{sta}$ , e do núcleo,  $T_{core}$ , são muito próximas entre si, com diferenças inferiores a  $3^{\circ}\text{C}$  para qualquer condição de operação. No geral, há boa concordância entre as previsões e medições de  $T_{sta}$  e  $T_{core}$ , com desvio médio de  $2^{\circ}\text{C}$  e máximo de  $3,5^{\circ}\text{C}$ . A previsão da temperatura de rotor,  $T_{rot}$ , não é validada, pois não foram feitas medições nesse componente.

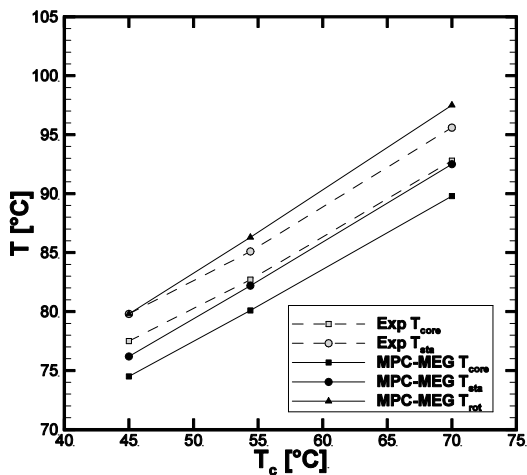
O modelo prevê bem o efeito da temperatura de condensação nas temperaturas do motor, mas superestima o efeito da temperatura de evaporação. Observa-se que o modelo MPC-MEG prevê menores valores para  $T_{sta}$  e  $T_{core}$  em relação às medições quando a temperatura de evaporação é alta,  $T_e = -10^{\circ}\text{C}$ . Por outro lado, o modelo prevê maiores  $T_{sta}$  e  $T_{core}$  que os dados experimentais para baixa temperatura de evaporação,  $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ . Esse comportamento é fruto da precisão na previsão de vazão mássica e da alteração das resistências térmicas convectivas, sobretudo em função da variação da massa específica do gás refrigerante com a pressão de evaporação.

A Figura 7.13 mostra os coeficientes de transferência de calor por convecção associados a cada componente do motor nas três condições de operação. Nota-se que quanto maior a temperatura de evaporação, maior o coeficiente de transferência de calor, facilitando a troca de calor com o ambiente interno e reduzindo as temperaturas dos componentes do motor.

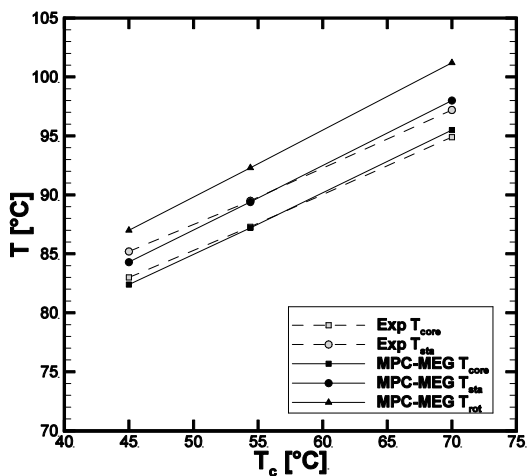
A estimativa para o coeficiente de transferência de calor junto à superfície lateral do núcleo,  $h_{8,6}^r$ , foi comparada com o valor medido por Dutra e Deschamps (2013) na condição de operação  $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ . Enquanto a previsão indica  $h_{8,6}^r = 62 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ , os dados experimentais apontam  $h_{8,6}^r = 54 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ , ou seja, uma diferença em torno de 15%, o que é satisfatória.

Depois de validar o modelo com dados experimentais, realizam-se algumas análises a fim de demonstrar sua aplicabilidade. De acordo com a Figura 7.12, as previsões indicam que o rotor é o componente mais aquecido do motor e que a diferença entre sua temperatura e as temperaturas dos enrolamentos e do núcleo do estator aumenta com a temperatura de evaporação. Isso ocorre porque o aumento da perda no rotor é mais expressivo que o aumento da perda nos enrolamentos à medida que a temperatura de evaporação sobe. Esse comportamento pode ser observado na Figura 7.14, que mostra três circuitos térmicos do motor

nas condições de operação  $-35^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ ,  $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$  e  $-10^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ . A unidade das resistências térmicas [ $^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$ ] não é exibida nos circuitos. Nota-se que quando a condição de operação é alterada de  $-35^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$  para  $-10^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ , as perdas no rotor (10) aumentam em 70% (de 10,4 W para 17,7 W) ao passo que as perdas nos enrolamentos (9) aumentam apenas em 38% (de 13,8 W para 19,1 W).

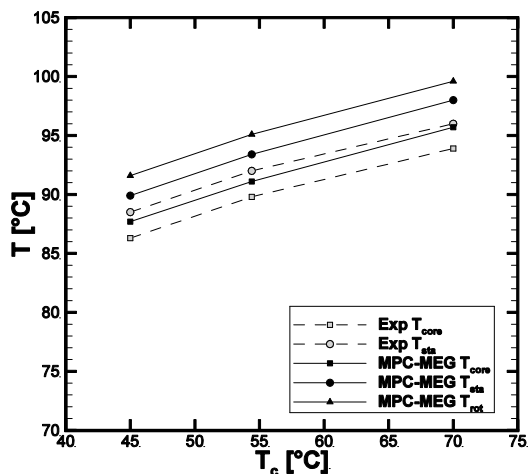


(a)



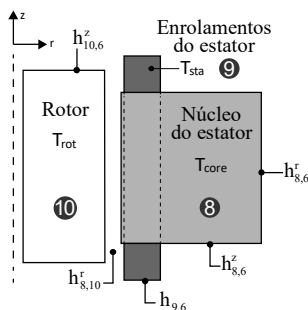
(b)

Figura 7.12 - Temperaturas de componentes do motor x temperatura de condensação: (a)  $T_e = -10^{\circ}\text{C}$ ; (b)  $T_e = -23,3^{\circ}\text{C}$ ; (c)  $T_e = -35^{\circ}\text{C}$  (continua).



(c)

Figura 7.12 - Temperaturas de componentes do motor x temperatura de condensação: (a)  $T_e = -10^\circ\text{C}$ ; (b)  $T_e = -23,3^\circ\text{C}$ ; (c)  $T_e = -35^\circ\text{C}$  (conclusão).



	Temperatura de evaporação ( $T_e = -54,4^\circ\text{C}$ )		
	$-35^\circ\text{C}$	$-23,3^\circ\text{C}$	$-10^\circ\text{C}$
$h_{10,6}^z$	56	85	107
$h_{8,10}^r$	133	174	229
$h_{9,6}$	38	55	80
$h_{8,6}^z$	38	55	81
$h_{8,6}^r$	43	62	91

Figura 7.13 - Coeficientes de transferência de calor por convecção [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$ ] em componentes do motor em três condições de operação.

Os circuitos térmicos na Figura 7.14 são úteis para identificar os caminhos preferenciais de troca de calor entre os componentes do motor, fornecendo informações importantes em análises de gerenciamento térmico. Para o motor em análise, nota-se que as taxas de transferência de calor entre os componentes (8, 9 e 10), representadas por setas, são relativamente baixas quando comparadas com aquelas entre cada componente e o ambiente interno (6). Isso ocorre porque as resistências térmicas entre cada componente e o ambiente interno são menores do que

as resistências térmicas entre os próprios componentes. Além disso, o potencial de troca de calor, ou seja, a diferença de temperatura entre cada componente e o ambiente interno é maior do que entre os próprios componentes. Por exemplo, na condição  $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$  (Figura 7.14b), a taxa de transferência de calor entre os enrolamentos do estator (9) e os demais componentes do motor é de 2,2 W (1,0 W com o rotor + 1,2 W com o núcleo), o que representa apenas 14% da troca de calor entre os enrolamentos e o ambiente interno, que é de 15,7 W. Essa proporção se mantém para as demais condições de operação, como visto na Figura 7.14a e na Figura 7.14c.

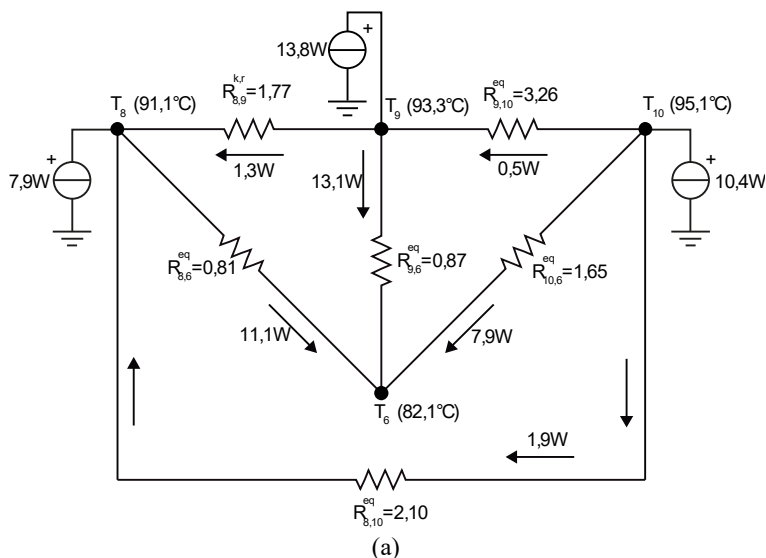


Figura 7.14 - Circuitos térmicos do motor nas condições (a)  $-35^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ , (b)  $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$  e (c)  $-10^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$  (continua).

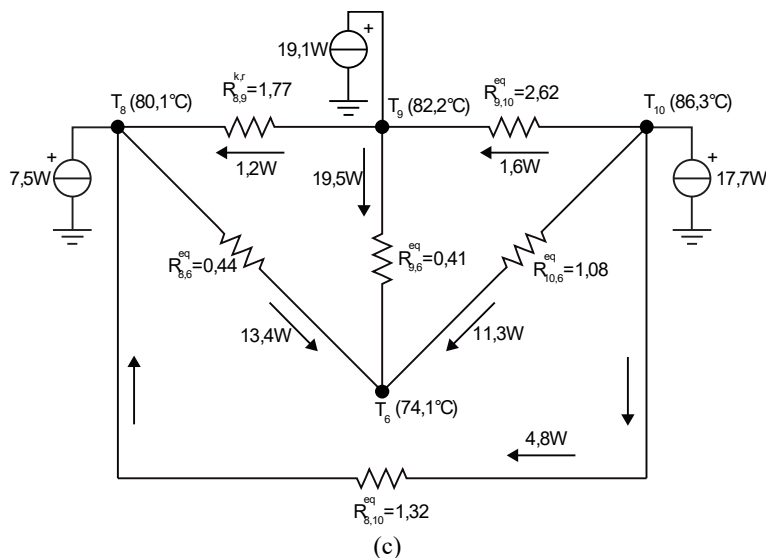
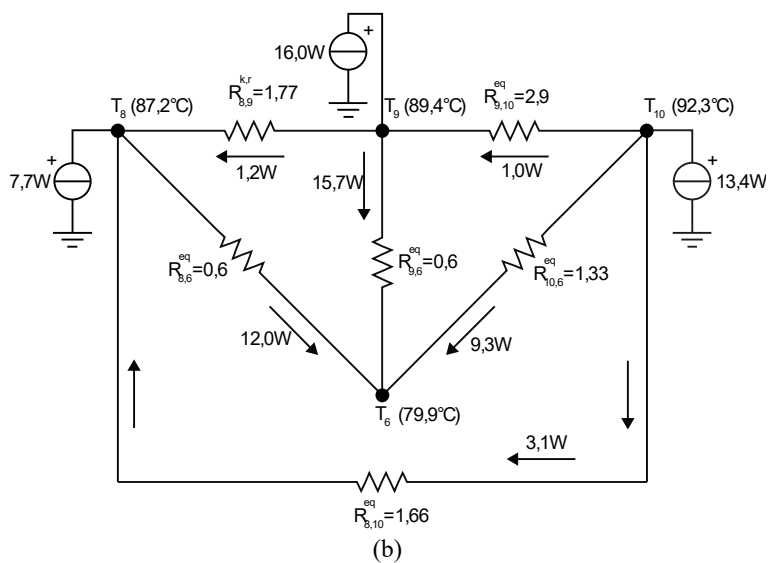


Figura 7.14 - Circuitos térmicos do motor nas condições (a)  $-35^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ , (b)  $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$  e (c)  $-10^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$  (conclusão).

## 7.5 Considerações Finais

Este capítulo apresentou o modelo térmico de parâmetros concentrados para o motor (MPC) para a determinação da sua distribuição de temperatura, mas mantendo a formulação integral do modelo MI para os demais componentes do compressor. Adotou-se uma formulação bidimensional para a transferência de calor, considerando as direções radial e axial independentes e negligenciando a direção circunferencial. As resistências térmicas foram calculadas utilizando propriedades dos materiais, parâmetros geométricos do motor e relações de transferência de calor disponíveis na literatura para geometrias simplificadas. O modelo foi validado para uma ampla faixa de condições de operação e usado para analisar as trocas de calor entre os componentes do motor.

A análise dos caminhos preferenciais de transferência de calor entre componentes do motor permite compreender a interação térmica entre os mesmos. Esse entendimento é fundamental, pois fornece subsídios para avaliar alternativas de gerenciamento térmico de motores. O modelo integrado MPC-MEG também permite análises da distribuição de temperatura no motor mediante a variações de parâmetros geométricos, mudança de material, tensão de alimentação do motor ou até mesmo o uso de um capacitor permanente. Algumas dessas análises serão apresentadas no próximo capítulo, com o intuito de demonstrar possíveis aplicações do modelo MPC-MEG.



## 8 ANÁLISE PARAMÉTRICA COM FOCO NOS DESEMPENHOS DO MOTOR E DO COMPRESSOR

Este capítulo apresenta uma análise do efeito de parâmetros operacionais e construtivos sobre os desempenhos do motor e do compressor. O objetivo principal é investigar como a variação desses parâmetros afeta termicamente o motor. Em alguns casos será também avaliado o efeito da variação dos parâmetros sobre as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor.

A análise demonstra a aplicabilidade dos modelos integrados MI-MEG e MPC-MEG no projeto de compressores, considerando os seguintes parâmetros: (i) tensão de alimentação, (ii) diâmetro do fio do enrolamento principal do estator, (iii) capacitância do capacitor permanente e (iv) comprimento do pacote de lâminas. Antes de iniciar as análises, realiza-se uma breve recapitulação de cada um dos modelos utilizados para compor os modelos integrados.

O modelo térmico MI (Motor-Integral) é baseado na aplicação da equação da conservação da energia em regime permanente a volumes de controle correspondentes a cada componente do compressor. O motor é representado por uma única temperatura,  $T_m$ , e as condutâncias térmicas entre componentes do compressor,  $UA$ , são calibradas com dados experimentais.

O modelo térmico MPC (Motor-Parâmetros-Concentrados) considera uma abordagem de parâmetros concentrados para o motor, mantendo a formulação integral para os demais componentes do compressor. O motor é dividido em três componentes: (i) rotor,  $T_{rot}$ ; (ii) enrolamentos do estator,  $T_{sta}$ ; (iii) núcleo do estator,  $T_{core}$ . A condutância térmica entre dois componentes quaisquer do motor ou entre um componente do motor e o gás no ambiente interno é estimada utilizando parâmetros geométricos do motor e correlações de transferência de calor da literatura ajustadas com dados experimentais.

Finalmente, o modelo elétrico MEG (Modelo-Elétrico-Geral) é baseado na técnica de circuitos magneticamente acoplados, permitindo o cálculo de correntes nos enrolamentos, torque, perdas e eficiência elétrica. A principal vantagem do MEG em relação ao MES (Modelo-Elétrico-Simplificado), apresentado no capítulo 3, é que o MEG permite analisar motores monofásicos e bifásicos, ou seja, que operem com apenas um ou os dois enrolamentos do estator, principal e auxiliar, acionados. Devido a essa característica, o modelo MEG pode ser utilizado em algumas análises que o modelo MES não pode, como o efeito da capacitância do capacitor permanente, a ser apresentado na seção 7.3. Por ser um modelo mais

abrangente que o MES, o MEG foi o escolhido para as análises apresentadas neste capítulo.

## 8.1 Efeito da Tensão de Alimentação

Motores elétricos são projetados para operar em máxima eficiência sob condições nominais de carga e de tensão de alimentação. À medida que a carga (torque) requerida varia sob tensão nominal, a eficiência elétrica diminui, como visto na Figura 6.10c. Da mesma forma, a variação da tensão de alimentação sob uma condição de carga específica provoca uma mudança na eficiência elétrica. Por exemplo, se o motor for alimentado com uma tensão acima da nominal em condições de baixa carga<sup>6</sup> ( $T_e = -35^\circ\text{C}$ ), sua eficiência cai. Esse efeito também ocorre quando o motor opera sob condição de alta carga ( $T_e = -10^\circ\text{C}$ ) e tensão inferior à nominal. A redução da eficiência leva ao sobreaquecimento dos componentes do motor, podendo eventualmente causar sua falha por rompimento do material isolante que recobre os enrolamentos. Por esse motivo, na fase de projeto, os compressores devem ser avaliados e certificados também sob condições de tensões máxima e mínima, isto é, sobretensão e subtensão, respectivamente.

Neste trabalho, o efeito da tensão sobre as temperaturas de motor foi avaliado para duas condições de cargas extremas,  $-35^\circ\text{C}/70^\circ\text{C}$  e  $-10^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$ , com dados experimentais sendo obtidos para validação das previsões. Nos testes em condição de tensão nominal (220 V), o compressor foi alimentado diretamente da rede elétrica e um valor sistemático de sobretensão de 8 V foi observado, proporcionando uma tensão de 228 V. Nos testes em sobretensão e subtensão, uma fonte de tensão foi utilizada, permitindo regular os valores da tensão em 255 V e 197 V, respectivamente.

A Tabela 8.1 mostra medições e previsões da temperatura média do motor obtidas com o modelo MI-MEG para as três tensões de alimentação: 197 V, 228 V e 255 V. Nota-se que as previsões para a tensão nominal de 228 V são muito próximas das medições, com diferenças inferiores a  $1^\circ\text{C}$ . Os resultados referentes às demais tensões serão analisados na sequência.

---

<sup>6</sup> O termo baixa carga se refere a uma condição de operação do compressor que resulta em baixo torque, geralmente associada a temperaturas baixas de evaporação.

Tabela 8.1 - Temperatura média do motor nas condições  $-35^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$  e  $-10^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$  sob diferentes tensões de alimentação (MI-MEG).

	Condição	Tensão de alimentação		
		197 V	228 V	255 V
Medição [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$-35^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$	-	94,3	100,3
	$-10^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$	84,5	83,3	-
Previsão (MI-MEG) [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$-35^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$	-	93,4	97,0
	$-10^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$	84,4	83,6	-

A Figura 8.1 exibe curvas de torque e corrente no enrolamento principal do estator em função da rotação e da tensão previstas pelo modelo MEG, com a temperatura de motor prescrita em  $80^{\circ}\text{C}$ . Nota-se que a diminuição da tensão à rotação constante provoca uma redução da corrente e também do torque disponibilizado pelo motor. Como o torque (carga) requerido pelo compressor é praticamente constante, pois decorre da compressão do gás, o escorregamento aumenta, diminuindo a rotação do motor com a redução da tensão. A redução da rotação é significativa a ponto de provocar um ligeiro aumento na corrente do enrolamento principal do estator (de 1,19 A para 1,22 A), aumentando a perda Joule nesse componente. A Tabela 8.2 mostra resultados de parâmetros elétricos obtidos com o modelo integrado MI-MEG para a condição de alta carga ( $-10^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ ). Nota-se que os aumentos da corrente,  $I_{main}$ , e da perda Joule no enrolamento principal do estator,  $Q_{main}$ , são de 2,2% e 4,8%, respectivamente, quando a tensão passa de 228 V para 197 V.

Conforme indicado na Equação (4.37), a perda Joule no rotor depende das correntes induzidas em seus enrolamentos ( $\hat{I}_1^+$ ,  $\hat{I}_1^-$ ,  $\hat{I}_2^+$  e  $\hat{I}_2^-$ ) pelos campos magnéticos girantes (Apêndice A). As correntes induzidas pelo campo reverso ( $\hat{I}_1^-$  e  $\hat{I}_2^-$ ) variam proporcionalmente com  $I_{main}$ , sendo praticamente insensíveis à mudança de escorregamento,  $s$ , pois a frequência de oscilação dessas correntes é  $(2-s)\omega_e$ , como mostram as Equações (4.18) e (4.20). Por outro lado, as correntes induzidas pelo campo direto ( $\hat{I}_1^+$  e  $\hat{I}_2^+$ ) são influenciadas tanto por  $I_{main}$  quanto por  $s$ , uma vez que sua frequência é consideravelmente inferior ( $s\omega_e$ ), como indicado pelas Equações (4.17) e (4.19). Assim, os aumentos de  $I_{main}$  e de  $s$

promovem a elevação das correntes induzidas no rotor, de modo que a perda Joule nesse componente aumenta em 16,9% (Tabela 8.2).

O aumento da perda Joule no rotor é contrabalanceado por uma diminuição da perda no núcleo,  $\dot{Q}_{core}$ , que acompanha a variação da tensão. Devido a essa redução, a eficiência elétrica,  $\eta_{ele}$ , em subtensão sofre uma queda de apenas 0,9% em relação à tensão nominal, justificando o aumento marginal da temperatura média do motor.

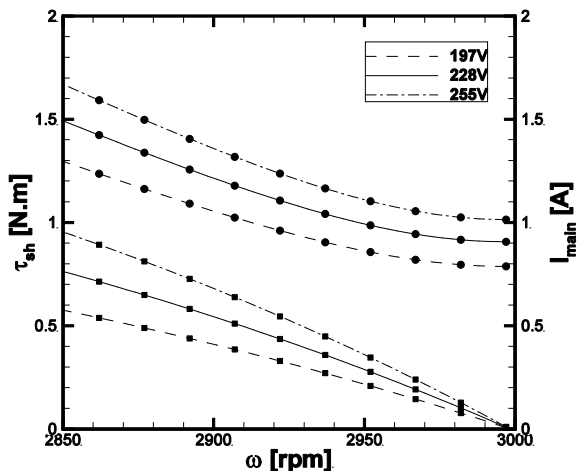


Figura 8.1 - Torque (■) e corrente no enrolamento principal (●) em função da rotação.

Na condição de baixa carga ( $-35^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$ ), uma elevação da tensão de 228 V para 255 V implica em um aumento de  $3,6^{\circ}\text{C}$  na temperatura média do motor, conforme o modelo MI-MEG (Tabela 8.1). A explicação para essa elevação de temperatura é análoga àquela descrita para o caso anterior. Conforme mostra a Figura 8.1, o aumento da tensão eleva a corrente e o torque disponibilizado pelo motor. Como o torque solicitado pelo compressor se mantém praticamente constante, o escorregamento do motor diminui, elevando a rotação. De acordo com a Tabela 8.3, a corrente no enrolamento principal,  $I_{main}$ , sobe 8,3%, provocando um aumento da perda Joule,  $\dot{Q}_{main}$ , de 18,6%.

Tabela 8.2 - Parâmetros de desempenho do motor na condição  $-10^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ , sob as tensões de alimentação 228 V e 197 V.

	$-10^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$		
	228 V	197 V	$\Delta$ (%)
$\tau_{sh}$ [N.m]	0,52	0,52	0,4
$\omega$ [rpm]	2903	2862	-1,4
$I_{main}$ [A]	1,19	1,22	2,2
$I_1^+, I_2^+$ [A]	217	259	19,4
$I_1^-, I_2^-$ [A]	320	327	2,2
$\dot{Q}_{main}$ [W]	19,2	20,1	4,8
$\dot{Q}_{rot}$ [W]	17,5	20,5	16,9
$\dot{Q}_{core}$ [W]	7,5	5,3	-28,9
$\eta_{ele}$ [%]	78,3	77,4	-0,9

Tabela 8.3 - Parâmetros de desempenho do motor na condição  $-35^{\circ}\text{C}/70,0^{\circ}\text{C}$ , sob as tensões de alimentação 228 V e 255 V.

	$-35^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$		
	228 V	255 V	$\Delta$ (%)
$\tau_{sh}$ [N.m]	0,28	0,28	-0,1
$\omega$ [rpm]	2948	2959	0,3
$I_{main}$ [A]	0,99	1,07	8,3
$I_1^+, I_2^+$ [A]	115	103	-10,4
$I_1^-, I_2^-$ [A]	266	288	8,3
$\dot{Q}_{main}$ [W]	13,6	16,1	18,6
$\dot{Q}_{rot}$ [W]	10,1	11,4	12,8
$\dot{Q}_{core}$ [W]	7,9	10,0	26,6
$\eta_{ele}$ [%]	73,4	70,0	-3,4

O aumento significativo da corrente no enrolamento principal do estator contribui para a elevação das correntes induzidas no rotor pelo campo reverso ( $\hat{I}_1^-$  e  $\hat{I}_2^-$ ) em 8,3%, como indicado na Tabela 8.3. Por outro lado, a variação das correntes induzidas pelo campo direto ( $\hat{I}_1^+$  e  $\hat{I}_2^+$ ) é resultado de efeitos concorrentes causados pela diminuição do escorregamento,  $s$ , e pelo aumento da corrente  $I_{main}$ , como mostram as Equações (4.17) e (4.19). Nesse caso, o efeito decorrente da redução do escorregamento prevalece, promovendo uma diminuição de 10,5% das correntes. No entanto, as correntes induzidas pelo campo reverso são superiores àquelas induzidas pelo campo direto (Tabela 8.3), de modo que a perda Joule no rotor,  $\dot{Q}_{rot}$ , sofre um incremento de 12,8%.

A sobretensão provoca um aumento de 26,6% na perda no núcleo,  $\dot{Q}_{core}$ , o que é bastante significativo, pois tais perdas são representativas na condição de baixa carga (Tabela 8.3). O acréscimo da perda no núcleo combinado a uma elevação substancial das perdas Joule no rotor e no estator implica em uma redução de 3,4% na eficiência elétrica.

Diante desses resultados, conclui-se que as perdas aumentam mais com a sobretensão em baixa carga do que com a subtensão em alta carga e o mesmo acontece com a temperatura do motor. Constata-se também essa tendência nas medições. No entanto, a previsão do aumento de temperatura de 3,6°C (= 97°C – 93,4°C) em sobretensão é um valor subestimado em relação às medições, que indicam aumento de 6°C (= 100,3°C – 94,3°C). Essa diferença se deve a limitações do modelo MEG. Enquanto o modelo prevê correntes no enrolamento principal do estator,  $I_{main}$ , de 0,99 A e 1,07 A, os dados experimentais indicam 0,94 A e 1,14 A, para tensões de 228 V e 255 V, respectivamente. Assim, como as medições apontam maior variação de  $I_{main}$  com a tensão, o mesmo acontece com as variações de  $\dot{Q}_{main}$  (=  $R_{main}I_{main}^2$ ) e da temperatura do motor.

Uma forma de quantificar o efeito da corrente sobre a previsão da temperatura do motor é impor que a variação de  $\dot{Q}_{main}$ , i. e.  $\Delta\dot{Q}_{main} \propto \Delta(I_{main}^2)$ , prevista pelo modelo em função da elevação da tensão seja igual ao valor obtido através das correntes medidas (0,94 A em 228 V e 1,14 A em 255 V). Para tanto, estima-se uma corrente  $I_{main}$  em 255 V que satisfaça a condição:  $\Delta\dot{Q}_{main} \propto I_{main}^2|_{255V} - 0,99^2 = 1,14^2 - 0,94^2$ . Isso fornece um valor de  $I_{main}$  em 255 V igual a 1,18 A, que é superior ao valor calculado pelo modelo MEG (1,07 A). Prescrevendo  $I_{main} = 1,18$  A no modelo, a perda  $\dot{Q}_{main}$  aumenta, elevando a previsão de temperatura do motor para 99,1°C. Assim, o aumento previsto de temperatura do motor devido à sobretensão passa de 3,6°C (= 97°C – 93,4°C) para 5,7°C (=

99,1°C – 93,4°C), aproximando-se do valor medido de 6°C. É importante mencionar que essa verificação é simplificada, pois não contempla eventuais efeitos nas perdas do rotor. De fato, o objetivo é apenas demonstrar que a acurácia da previsão da temperatura de motor está associada à precisão dos cálculos do modelo elétrico.

Além de analisar o efeito da tensão sobre a temperatura média do motor, avalia-se também a variação de temperatura de cada um dos seus componentes com o emprego do modelo de parâmetros concentrados (MPC) para o motor. A Figura 8.2a mostra as previsões de temperatura do rotor,  $T_{rot}$ , núcleo,  $T_{core}$ , e enrolamentos do estator,  $T_{sta}$ , bem como os resultados experimentais para as temperaturas do estator em condição de alta carga (-10°C/54,4°C) sob variação da tensão de 228 V para 197 V. Tanto as medições quanto as previsões indicam que as temperaturas dos componentes do motor sofrem apenas um pequeno incremento com a redução da tensão (máximo de 2°C no rotor).

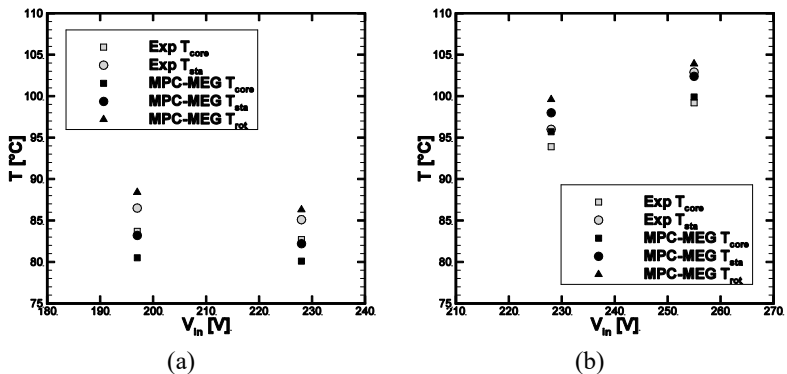


Figura 8.2 - Temperaturas de componentes do motor nas condições (a) - 10°C/54,4°C e (b) -35°C/70°C sob diferentes tensões de alimentação (MPC-MEG).

Um aspecto interessante, mas que só pode ser observado através do modelo MPC-MEG, é a manutenção da temperatura do núcleo apesar da redução de sua taxa de geração de calor interna ( $\dot{Q}_{core}$ ), como indicado pela Tabela 8.2. A Figura 8.3 mostra circuitos térmicos do motor na condição -10°C/54,4°C sob as duas condições de tensão, 228 V e 197 V. Rotor, enrolamentos do estator, núcleo do estator e gás no ambiente interno são representados pelos nós 10, 9, 8 e 6, respectivamente. Nota-se que quando a tensão é reduzida de 228 V (Figura 8.3a) para 197 V (Figura 8.3b), as perdas nos enrolamentos e no rotor aumentam, bem

como suas temperaturas. Isso intensifica a troca de calor entre eles e seus elementos vizinhos (núcleo e gás no ambiente interno), favorecendo o aumento de temperatura dos mesmos. Por isso, a temperatura do núcleo permanece praticamente constante com a redução da tensão.

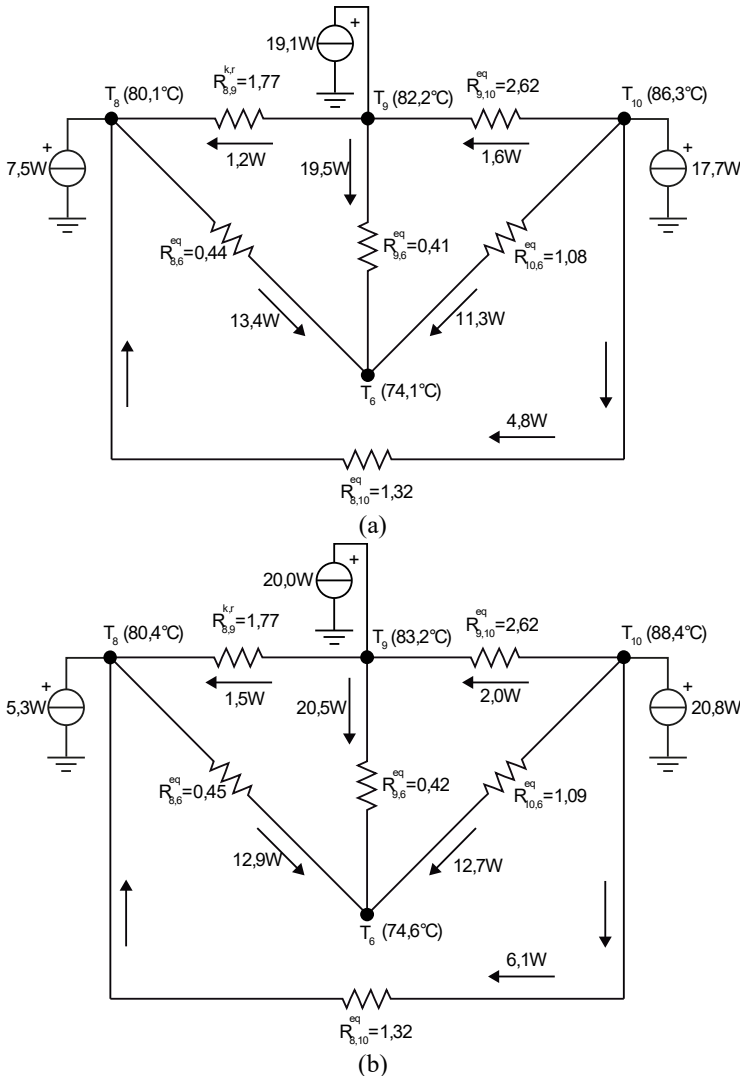


Figura 8.3 - Circuitos térmicos do motor na condição  $-10^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$  sob tensão de (a) 228 V e (b) 197 V.



Os resultados de temperatura de componentes do motor na condição de baixa carga ( $-35^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$ ) sob variação de tensão de 228V para 255 V foram apresentados na Figura 8.2b. Os dados experimentais indicam que  $T_{core}$  e  $T_{sta}$  sobem, respectivamente,  $5,3^{\circ}\text{C}$  e  $6,9^{\circ}\text{C}$  com a alteração da tensão de alimentação de 228 V para 255 V. O modelo MPC-MEG prevê elevações de temperatura de  $4,2^{\circ}\text{C}$  e  $4,5^{\circ}\text{C}$  para os mesmos componentes, e de  $4,4^{\circ}\text{C}$  para o rotor, configurando um aumento praticamente uniforme.

Assim, da mesma forma como observado para o modelo MI-MEG, limitações do modelo MEG também introduzem erros nas previsões de temperatura do modelo MPC-MEG. Realizando a mesma verificação do efeito da corrente na temperatura do motor feita para as previsões do MI-MEG, ou seja, assumindo um valor de  $I_{main} = 1,18$  A em 255 V, os aumentos de  $T_{sta}$  e  $T_{core}$  passam de  $4,5^{\circ}\text{C}$  para  $7,9^{\circ}\text{C}$  e de  $4,2^{\circ}\text{C}$  para  $6,3^{\circ}\text{C}$ , respectivamente. A elevação da temperatura nos enrolamentos passa a ser um pouco maior que aquela no núcleo, como indicado pelos dados experimentais.

Deve ser enfatizado que o modelo MEG é baseado em parâmetros concentrados, cujos dados de entrada são obtidos de relações analíticas, necessitando de poucos dados experimentais para ser ajustado. Essas características o tornam um modelo versátil e de baixo custo computacional. Assim, apesar das limitações dos modelos MI-MEG e MPC-MEG, os resultados obtidos em função da mudança da tensão de alimentação são considerados satisfatórios, indicando as mesmas tendências de variação de temperatura que os dados experimentais. Além disso, os modelos permitem analisar as causas que levam à variação ou não da temperatura do motor (ou de seus componentes) com a tensão de alimentação.

## 8.2 Efeito do Diâmetro do Fio do Enrolamento Principal

No projeto de motores elétricos, o diâmetro dos fios dos enrolamentos do estator deve ser criteriosamente dimensionado, de modo a atender requisitos de eficiência, confiabilidade e custo. O comportamento térmico do motor é sensivelmente afetado por esse parâmetro e essa dependência será discutida nesta seção utilizando os modelos desenvolvidos.

A redução do diâmetro do fio do enrolamento principal do estator provoca o aumento de sua resistência elétrica, pois a área de seção transversal é reduzida, como indicado na Equação (3.26). O aumento da

resistência causa reduções da corrente,  $I_{main}$ , e do torque disponibilizado pelo motor,  $\tau_{sh}$ . Esse comportamento pode ser observado na Figura 8.4, que ilustra curvas de torque e corrente em função da rotação e do diâmetro normalizado do fio do enrolamento,  $d_{main}^*$ , obtidas via MEG para um motor operando a  $80^{\circ}\text{C}$ . Como o torque requerido pelo compressor se mantém constante, uma redução do diâmetro do fio provoca um aumento no escorregamento, diminuindo a rotação do motor.

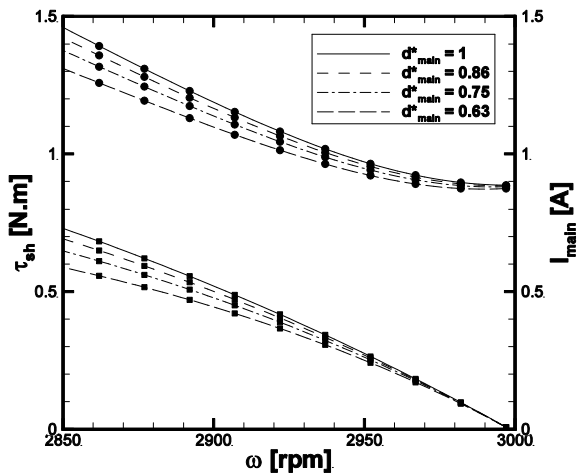


Figura 8.4 - Torque (■) e corrente no enrolamento principal (●) em função da rotação e do diâmetro do fio.

Geralmente, o motor é projetado para fornecer um determinado torque em uma rotação específica. Logo, a redução do diâmetro do fio deve ser acompanhada de uma modificação adicional a fim de manter a relação original entre torque e rotação. Uma estratégia que pode ser adotada é a redução do número de espiras em cada ranhura do estator, e consequentemente, do número de espiras efetivas dos enrolamentos,  $NEE$ . Essa mudança implica na diminuição das indutâncias de entreferro do estator,  $L_{main,ag}$  e  $L_{aux,ag}$ , e das demais indutâncias estimadas a partir delas, como visto nas Equações (4.53)-(4.61), favorecendo o aumento da corrente no enrolamento principal e, assim, elevando o torque. Dessa forma, o número de espiras em cada ranhura é reduzido de modo que o torque se aproxime daquele fornecido pelo motor com o diâmetro do enrolamento original. A Figura 8.5 exibe as curvas de corrente e torque em função da rotação e do diâmetro do fio obtidas após a redução do

número de espiras efetivas para cada enrolamento. Observa-se que as curvas de torque são semelhantes ao passo que a corrente aumenta com a redução do diâmetro do fio.

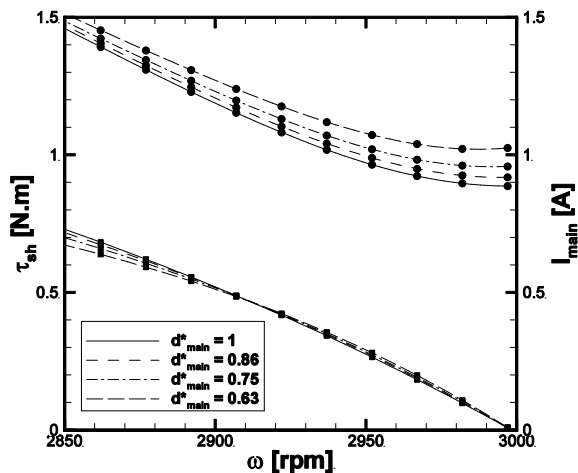


Figura 8.5 - Torque (■) e corrente no enrolamento principal (●) em função da rotação e do diâmetro do fio para diferentes números de espiras.

Um efeito secundário decorrente da redução do número de espiras é a diminuição do comprimento do fio e, conseqüentemente, da resistência do enrolamento. Contudo, essa redução não é suficiente para sobrepor o aumento de resistência causado pela diminuição do diâmetro. Portanto, a redução do número de espiras efetivas apenas ameniza a taxa de aumento da resistência com a redução do diâmetro do fio. Isso fica evidente na Figura 8.6, que mostra a resistência elétrica do enrolamento principal em função do diâmetro do fio nas duas situações, isto é, antes e depois do ajuste do número de espiras ( $NEE_{main}$  fixo e  $NEE_{main}$  reduzido). O aumento da resistência chega a 130% (de 11,0  $\Omega$  para 25,2  $\Omega$ ) ao se reduzir o diâmetro normalizado  $d_{main}^*$  de 1 para 0,63. As resistências foram avaliadas à temperatura constante de 25°C.

Além do motor utilizado para validação dos modelos MI-MES, MI-MEG e MPC-MEG, dois motores adicionais foram testados no compressor para a análise paramétrica do diâmetro do fio do enrolamento principal. Trata-se de um motor com as mesmas características daquele avaliado na primeira etapa, ou seja,  $d_{main}^* = 1$ , e um motor com diâmetro de fio reduzido,  $d_{main}^* = 0.86$ . Como não foram observados gradientes de

temperatura significativos no motor original (vide Apêndice B), os dois novos motores foram instrumentados com apenas dois termopares, para medição de temperatura no enrolamento principal e no núcleo.

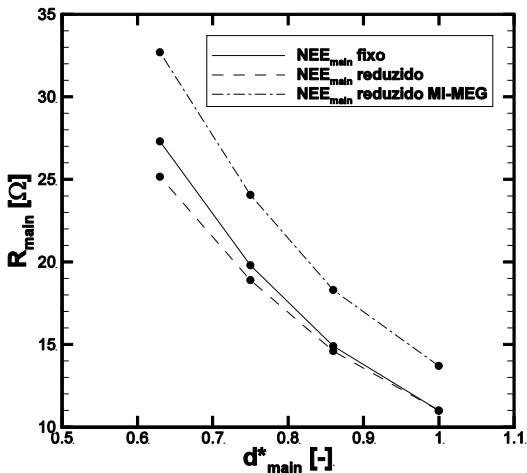


Figura 8.6 - Resistência do enrolamento principal do estator em função do diâmetro do fio.

A análise realizada no início desta seção indica que a redução do diâmetro do fio implica em aumentos simultâneos de resistência elétrica e corrente do enrolamento. Entretanto, durante a operação do compressor, o valor da resistência é ainda maior que aquele apresentado, pois o motor opera em temperaturas superiores à temperatura de referência de 25°C. Para fins de discussão, avaliou-se a resistência do enrolamento em função do diâmetro do fio com o modelo integrado MI-MEG em uma condição de baixa carga (-35°C/54,4°C), sendo os resultados mostrados na Figura 8.6 ( $NEE_{main}$  reduzido MI-MEG). Para  $d_{main}^* = 1$ , a resistência calculada pelo MI-MEG (13,7 Ω) é 25% maior que a resistência prevista pelo MEG com temperatura constante de 25°C ( $NEE_{main}$  reduzido), que é de 11 Ω. O modelo MI-MEG prevê um aumento da resistência de 140% (de 13,7 Ω para 32,7 Ω) com a redução de  $d_{main}^*$  de 1 para 0,63. Isso é um pouco maior que o aumento previsto pelo modelo MEG a 25°C (de 11 Ω para 25,2 Ω), que é de 130%.

A Figura 8.7 mostra resultados de corrente no enrolamento principal do estator em função do diâmetro do fio e da condição de carga. Três condições são analisadas: -10°C/54,4°C, -23,3°C/54,4°C e -

35°C/54,4°C. Como esperado, medições e previsões indicam que a corrente aumenta com a carga e com a redução do diâmetro do fio. Nota-se também que a diferença entre os resultados do modelo MI-MEG e os dados experimentais aumenta com a redução da carga, chegando a 7,5%. Além disso, as taxas de aumento da corrente com a redução do diâmetro do fio previstas pelo modelo são ligeiramente menores que as medidas. Por exemplo, ao se reduzir  $d_{main}^*$  de 1 para 0,86, sob a condição -35°C/54,4°C, o modelo MI-MEG e as medições apontam aumentos de  $I_{main}$  de 2,1% e 3,8%, respectivamente.

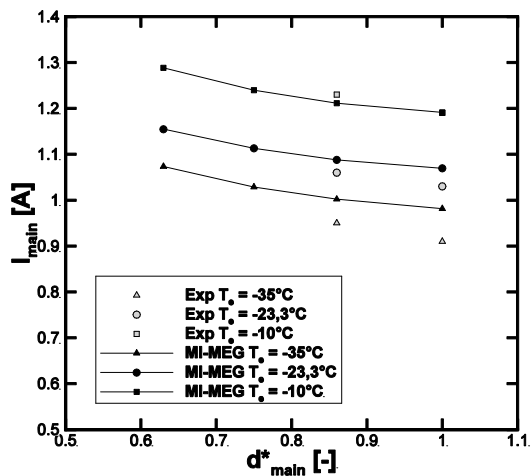


Figura 8.7 - Corrente no enrolamento principal do estator em função do diâmetro do fio e da condição de carga.

Os aumentos da resistência e da corrente no enrolamento principal implicam na elevação da perda Joule no estator,  $\dot{Q}_{main}$ . A Tabela 8.4 mostra um inventário das perdas no motor em função da temperatura de evaporação (carga) e do diâmetro do fio do enrolamento. Percebe-se que  $\dot{Q}_{main}$  aumenta significativamente com a elevação da temperatura de evaporação,  $T_e$ , e com a redução de  $d_{main}^*$ . A perda no rotor,  $\dot{Q}_{rot}$ , aumenta com  $T_e$ , mas quase não varia com  $d_{main}^*$ . A perda no núcleo,  $\dot{Q}_{core}$ , é praticamente independente de  $T_e$  e varia pouco com  $d_{main}^*$ , se comparada à variação de  $\dot{Q}_{main}$ . Portanto, a variação da perda total no motor associada à redução do diâmetro do fio depende, quase que exclusivamente, da elevação da perda Joule no estator.

Tabela 8.4- Inventário de perdas no motor em função da condição de carga e do diâmetro do fio do enrolamento principal do estator (MI-MEG).

$T_e$ [°C]	$\dot{Q}$ [W]	$d_{main}^*$				$\Delta_{max}$ 0,63-1
		1	0,86	0,79	0,63	
-35	$\dot{Q}_{main}$	13,2	18,4	25,5	37,6	24,4
	$\dot{Q}_{rot}$	10,0	10,1	10,3	10,6	0,5
	$\dot{Q}_{core}$	7,5	6,7	6,5	6,3	-1,2
	<b>Total</b>	<b>30,7</b>	<b>35,1</b>	<b>42,3</b>	<b>54,5</b>	<b>23,8</b>
-23,3	$\dot{Q}_{main}$	15,6	21,6	29,8	43,5	27,9
	$\dot{Q}_{rot}$	13,2	13,2	13,4	13,7	0,5
	$\dot{Q}_{core}$	7,3	6,4	6,2	5,9	-1,4
	<b>Total</b>	<b>36,1</b>	<b>41,3</b>	<b>49,4</b>	<b>63,1</b>	<b>27,0</b>
-10	$\dot{Q}_{main}$	19,2	26,5	36,6	53,9	34,7
	$\dot{Q}_{rot}$	17,8	17,9	18,3	19,1	1,3
	$\dot{Q}_{core}$	7,1	6,2	5,9	5,4	-1,7
	<b>Total</b>	<b>44,0</b>	<b>50,6</b>	<b>60,8</b>	<b>78,3</b>	<b>34,3</b>

A Figura 8.8 mostra curvas de eficiência elétrica em função do diâmetro do fio e da condição de carga. Os menores valores de eficiência estão associados à condição de baixa carga ( $T_e = -35^\circ\text{C}$ ), cujo torque requerido ( $\sim 0,29$  N.m) é afastado do torque nominal ( $\sim 0,5$  N.m) em que a eficiência elétrica é máxima (Figura 6.16). Os torques requeridos nas demais condições ( $\sim 0,4$  N.m para  $T_e = -23,3^\circ\text{C}$  e  $0,52$  N.m para  $T_e = -10^\circ\text{C}$ ) se aproximam de  $0,5$  N.m, aumentando a eficiência elétrica. De acordo com a Figura 8.8, a eficiência elétrica diminui em torno de 12% quando  $d_{main}^*$  é reduzido de 1 para 0,63, para qualquer condição de carga.

A redução da eficiência elétrica implica na elevação da temperatura do motor. A Figura 8.9 exhibe resultados de temperatura média do motor em função do diâmetro do fio e da condição de carga. O máximo desvio entre previsões e dados experimentais é inferior a  $2^\circ\text{C}$ . As previsões do MI-MEG e as medições indicam aumentos de temperatura média do motor de  $2,6^\circ\text{C}$  e  $3,6^\circ\text{C}$ , respectivamente, ao se reduzir  $d_{main}^*$  de 1 para 0,86 na condição de baixa carga ( $T_e = -35^\circ\text{C}$ ). Na condição de alta carga ( $T_e = -10^\circ\text{C}$ ), os aumentos previsto e medido são de  $3,2^\circ\text{C}$  e

4,0°C para a mesma variação de  $d_{main}^*$ . Isso mostra que o aumento da temperatura do motor é independente da carga para uma redução de até 14% no diâmetro do fio.

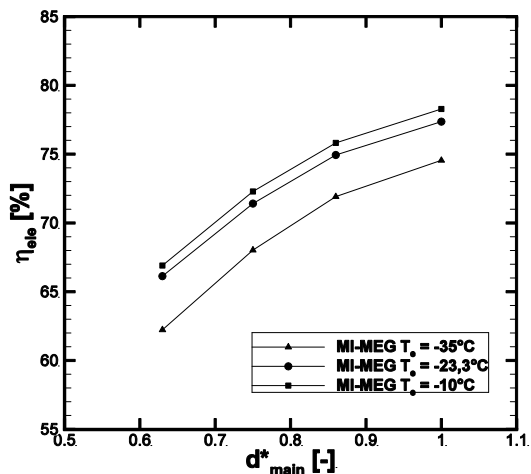


Figura 8.8 - Eficiência elétrica em função do diâmetro do fio e da condição de carga.

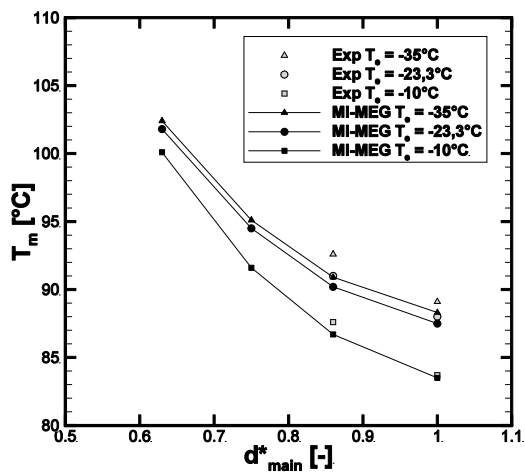


Figura 8.9 - Temperatura média do motor em função do diâmetro do fio e da condição de carga.

Conforme a Figura 8.9, se o diâmetro do fio for reduzido ainda mais, a taxa de elevação da temperatura do motor aumenta. As curvas de variação de temperatura previstas pelo MI-MEG para as três condições de carga são similares, mas o aumento da temperatura do motor é mais intenso na condição de alta carga. De fato, ao se variar  $d_{main}^*$  de 1 para 0,63, a temperatura média do motor aumenta em  $16,5^{\circ}\text{C}$  em alta carga ( $T_e = -10^{\circ}\text{C}$ ) e em  $14,1^{\circ}\text{C}$  em baixa carga ( $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ ). No entanto, a diferença entre os aumentos de temperatura nessas duas condições de carga é pequena ( $2,4^{\circ}\text{C} = 16,5^{\circ}\text{C} - 14,1^{\circ}\text{C}$ ) se comparada ao aumento médio de temperatura, que é da ordem de  $15^{\circ}\text{C}$ . Portanto, em uma análise de engenharia seria natural considerar que o aumento da temperatura média do motor com a redução do diâmetro do fio é independente da condição de carga.

A análise da temperatura média do motor em função do diâmetro do fio fornece resultados coerentes. Porém, essa análise não permite avaliar o comportamento térmico de cada um dos componentes do motor, o que é fundamental para identificação de eventual sobreaquecimento local. Para tanto, utiliza-se o modelo MPC-MEG.

Em virtude de os modelos MI-MEG e MPC-MEG utilizarem o mesmo modelo elétrico, as previsões de corrente obtidas pelo MPC-MEG são semelhantes aos valores obtidos com o modelo MI-MEG (Figura 8.7). Conseqüentemente, as perdas no motor calculadas pelo MPC-MEG e apresentadas na Tabela 8.5 são também similares às perdas calculadas com o modelo MI-MEG (Tabela 8.4). As pequenas diferenças entre as previsões estão associadas aos valores de resistência elétrica dos enrolamentos (vide Tabela 8.6), os quais dependem da temperatura. Como essas temperaturas são diferentes da temperatura média calculada pelo MI-MEG, o mesmo acontece com as resistências elétricas. No entanto, essas diferenças são inexpressivas e não alteram as conclusões já apresentadas a respeito da relação entre as perdas no motor com a condição de carga e o diâmetro do fio.

A Figura 8.10, disposta na orientação de coluna, mostra os resultados de temperatura dos componentes do motor em função do diâmetro do fio e da condição de carga. A temperatura dos enrolamentos,  $T_{sta}$ , aumenta em virtude da elevação da perda Joule no próprio componente. As temperaturas do núcleo,  $T_{core}$ , e do rotor,  $T_{rot}$ , também aumentam, mas a uma taxa inferior àquela dos enrolamentos, pois as perdas localizadas nesses componentes permanecem constantes ou até mesmo diminuem, como é o caso do núcleo (core) (Tabela 8.5). Os aumentos de  $T_{core}$  e  $T_{rot}$  com a redução do diâmetro do fio estão diretamente associados ao aumento da perda Joule no estator.

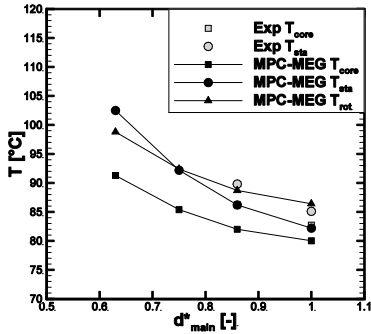


Tabela 8.5 - Inventário de perdas no motor em função da condição de operação e do diâmetro do fio do enrolamento principal do estator (MPC-MEG).

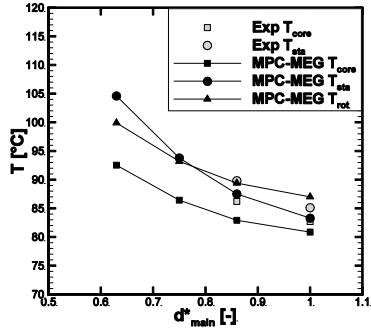
$T_e$ [°C]	$\dot{Q}$ [W]	$d_{main}^*$				$\Delta_{max}$ 0,63-1
		1	0,86	0,79	0,63	
-35	$\dot{Q}_{main}$	13,4	18,7	26,1	39,0	25,6
	$\dot{Q}_{rot}$	10,2	10,3	10,5	10,7	0,5
	$\dot{Q}_{core}$	7,5	6,7	6,5	6,3	-1,2
	<b>Total</b>	<b>31,1</b>	<b>35,7</b>	<b>43,1</b>	<b>56,0</b>	<b>24,9</b>
-23,3	$\dot{Q}_{main}$	15,7	21,8	30,2	44,5	28,8
	$\dot{Q}_{rot}$	13,4	13,4	13,6	13,8	0,4
	$\dot{Q}_{core}$	7,3	6,4	6,2	5,9	-1,4
	<b>Total</b>	<b>36,4</b>	<b>41,6</b>	<b>50,0</b>	<b>64,1</b>	<b>27,8</b>
-10	$\dot{Q}_{main}$	19,1	26,5	36,7	54,3	35,2
	$\dot{Q}_{rot}$	18,0	18,0	18,4	19,0	1,0
	$\dot{Q}_{core}$	7,1	6,2	5,9	5,4	-1,7
	<b>Total</b>	<b>44,2</b>	<b>50,7</b>	<b>60,9</b>	<b>78,7</b>	<b>34,5</b>

Tabela 8.6 - Resistência elétrica do enrolamento principal do estator na condição de baixa carga (-35°C/54,4°C).

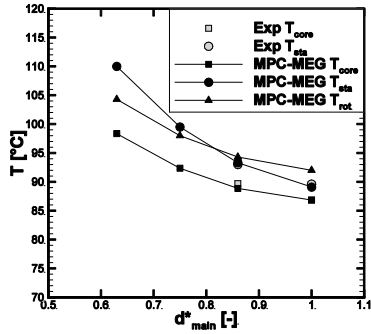
	$d_{main}^*$			
	1	0,86	0,79	0,63
$R_{main}$ ( $\Omega$ ) /MI-MEG	13,7	18,3	24,1	32,7
$R_{main}$ ( $\Omega$ ) /MPC-MEG	13,9	18,7	24,7	34,0
$\Delta$ (%)	1,4	2,0	2,8	4,1



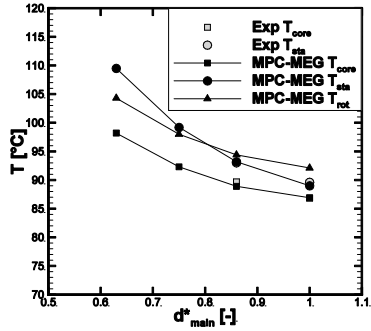
(a) -10°C/54,4°C



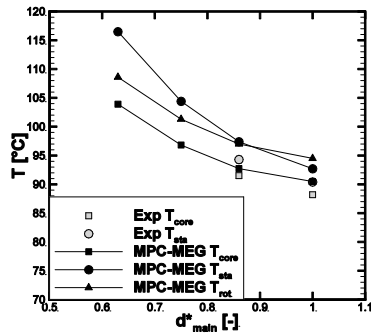
(a) -10°C/54,4°C



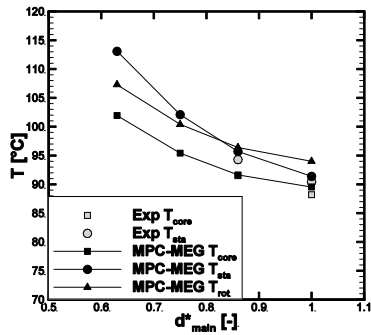
(b) -23,3°C/54,4°C



(b) -23,3°C/54,4°C



(c) -35°C/54,4°C



(c) -35°C/54,4°C

Figura 8.10 - Temperatura dos componentes do motor em função do diâmetro do fio.

Figura 8.11 - Temperatura dos componentes do motor em função do diâmetro do fio (correlação laminar).

Na condição de ajuste do modelo (-23,3°C/54,4°C) as previsões de temperatura apresentam boa concordância com os dados experimentais. Ao variar  $d_{main}^*$  de 1 para 0,86, o MPC-MEG prevê aumentos de temperatura dos enrolamentos e do núcleo de 4,2°C e 2,0°C, respectivamente, ao passo que as medições indicam elevações de 3,4°C e 2,8°C. Porém, ao elevar a temperatura de evaporação (-10°C/54,4°C), as temperaturas dos componentes do motor são subestimadas, acontecendo o contrário quando a temperatura de evaporação é reduzida (-35°C/54,4°C). Conforme discutido no capítulo 7 (Figura 7.12), os desvios entre medições e previsões para  $d_{main}^* = 1$  estão associados à própria previsão de vazão mássica e à variação da resistência térmica convectiva entre os componentes do motor e o gás no ambiente interno à medida que a temperatura de evaporação é alterada. Apesar dessa limitação, a maior diferença entre as previsões e os dados experimentais é em torno de 4°C.

A fim de quantificar a influência da resistência térmica nas previsões de temperatura, a correlação utilizada para caracterizar a transferência de calor entre componentes e gás no ambiente interno foi modificada. A correlação original, baseada em um escoamento turbulento ao longo de uma placa plana e descrita pelas Equações (6.9), (6.10) e (6.35), foi substituída por uma correlação para escoamento laminar sobre a mesma geometria:

$$Nu = 0,664Re^{0,5}Pr^{0,33} \quad (8.1)$$

Ao utilizar a correlação de escoamento laminar, há uma atenuação do efeito da variação da massa específica do gás com a temperatura de evaporação sobre a transferência de calor, pois o expoente associado ao número de Reynolds é reduzido de 0,8 para 0,5. Assim, as previsões ficam mais próximas dos dados experimentais, principalmente para a condição -35°C/54,4°C, como mostrado na Figura 8.11.

A alteração da correlação de transferência de calor foi realizada apenas para verificar o efeito do regime do escoamento (laminar ou turbulento) sobre o aumento de temperatura dos componentes do motor com a variação do diâmetro do fio. Contudo, como as superfícies de troca de calor no motor são irregulares devido à presença dos fios dos enrolamentos e das ranhuras no núcleo do estator, acredita-se que o escoamento seja turbulento no interior do compressor. Assim, a correlação para escoamento turbulento foi mantida para as análises subsequentes.

Voltando à Figura 8.10 e analisando maiores reduções de diâmetro do fio, nota-se que a temperatura dos enrolamentos supera a temperatura do rotor, que é o componente mais aquecido do motor original com  $d_{main}^* = 1$ . De fato, a redução de  $d_{main}^*$  de 1 para 0,63 provoca um aumento da temperatura dos enrolamentos em torno de 22°C e das temperaturas do rotor e do núcleo de somente 13°C e 12°C, todos sendo pouco sensíveis à variação de carga. Por exemplo, a elevação de 22°C na temperatura dos enrolamentos é uma média dos aumentos nas condições de baixa (-35°C/54,4°C) e alta cargas (-10°C/54,4°C), que são de 23,8°C e 20,4°C, respectivamente.

Comparando as previsões de temperatura dos modelos MI-MEG e MPC-MEG, conclui-se que o MPC-MEG indica um sobreaquecimento dos enrolamentos do estator que não é contemplado pelo modelo MI-MEG. Logo, o modelo MPC-MEG é o mais apropriado para realizar análises térmicas do motor associadas a variações significativas no diâmetro dos fios de seus enrolamentos.

### 8.3 Efeito do Capacitor Permanente

Ao conectar um capacitor permanente no enrolamento auxiliar do estator, o motor deixa de operar como monofásico, passando a funcionar como um motor bifásico, ou seja, com ambos os enrolamentos do estator acionados (principal e auxiliar). O uso do capacitor permanente melhora o desempenho do motor, aumentando o torque e reduzindo as perdas associadas às componentes de campo reverso (Apêndice A). Nesta seção, será avaliado o efeito da variação da capacitância do capacitor permanente sobre o desempenho do motor em diferentes condições de carga. Ao final, analisa-se também o efeito da variação da capacitância sobre as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor.

#### 8.3.1 Efeito sobre o desempenho do motor

A presença de um capacitor permanente conectado em série ao enrolamento auxiliar do estator provoca uma defasagem temporal da corrente nesse enrolamento, modificando também a corrente no enrolamento principal. Segundo a Figura 8.12, as correntes nos enrolamentos principal,  $I_{main}$ , e auxiliar,  $I_{aux}$ , do estator diminuem e aumentam, respectivamente, à medida que a capacitância aumenta. Além

disso, a  $I_{main}$  aumenta com a carga, representada pela temperatura de evaporação,  $T_e$ , ao passo que a  $I_{aux}$  permanece praticamente constante.

As perdas Joule no estator acompanham as variações das correntes em seus respectivos enrolamentos. Sendo assim, o aumento da capacitância promove a redução da perda no enrolamento principal e a elevação da perda no enrolamento auxiliar, como mostram os resultados do modelo MI-MEG da Figura 8.13a. Se a capacitância for elevada ainda mais, as perdas no enrolamento auxiliar superam aquelas do enrolamento principal, que apresentam um comportamento decrescente e assintótico. Logo, existe um ponto de inflexão em que as perdas Joule no estator são mínimas. Isso fica evidente na Figura 8.13b, que apresenta a soma dessas perdas em função da capacitância. Nota-se ainda que a mínima perda Joule no estator depende da condição de carga. Em  $-35^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$ , a perda mínima ocorre para uma capacitância em torno de  $4,5\ \mu\text{F}$ , enquanto que em  $-10^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$ , isso ocorre para capacitância de  $6\ \mu\text{F}$ .

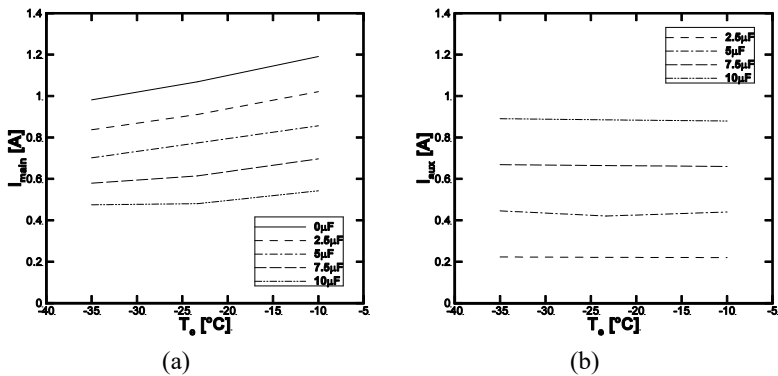
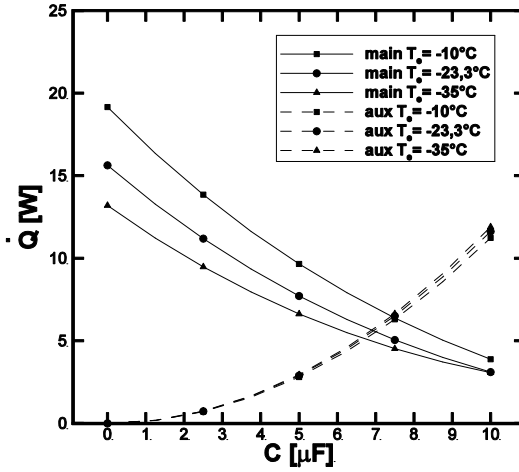
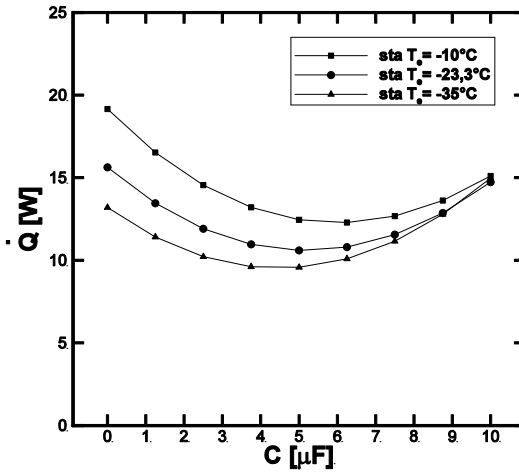


Figura 8.12 - Correntes nos enrolamentos principal (a) e auxiliar (b) do estator em função da condição de carga e da capacitância do capacitor permanente.

As variações das correntes no estator induzem mudanças nas correntes do rotor. Para baixas capacitâncias, a corrente no enrolamento principal é mais elevada que a do enrolamento auxiliar, sendo a maior responsável pela indução das correntes no rotor. À medida que a capacitância aumenta, a corrente no enrolamento auxiliar do estator se torna maior que a corrente no enrolamento principal e passa a ser mais significativa na indução do rotor. Devido a esse comportamento concorrente das correntes nos enrolamentos, a perda Joule no rotor também apresenta um ponto de inflexão de valor mínimo.

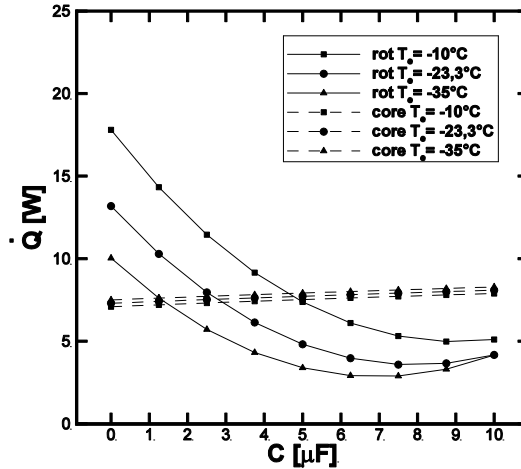


(a)



(b)

Figura 8.13 - Perdas elétricas no motor em função da capacitância do capacitor permanente: (a) distribuídas nos enrolamentos principal e auxiliar do estator; (b) total nos enrolamentos do estator e (c) no rotor e no núcleo do estator (continua).



(c)

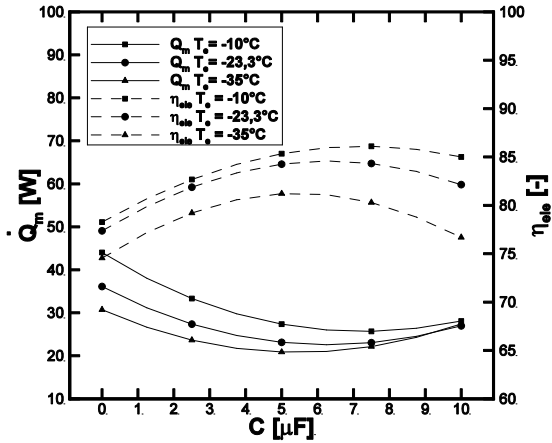
Figura 8.13 - Perdas elétricas no motor em função da capacitância do capacitor permanente: (a) distribuídas nos enrolamentos principal e auxiliar do estator; (b) total nos enrolamentos do estator e (c) no rotor e no núcleo do estator (conclusão).

A Figura 8.13c ilustra a variação das perdas no rotor (rot) e no núcleo (core) do estator com a capacitância. A exemplo das perdas Joule no estator, percebe-se que o ponto de inflexão da perda no rotor depende da condição de carga, surgindo em menores capacitâncias quanto menor for a carga ( $T_e$ ). Enquanto que na condição  $-35^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$  o ponto de inflexão acontece em aproximadamente  $6,5 \mu\text{F}$ , na condição  $-10^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$  o ponto de mínimo se dá em  $9 \mu\text{F}$ . Em contraste com essas variações, as perdas no núcleo permanecem praticamente constantes com a capacitância.

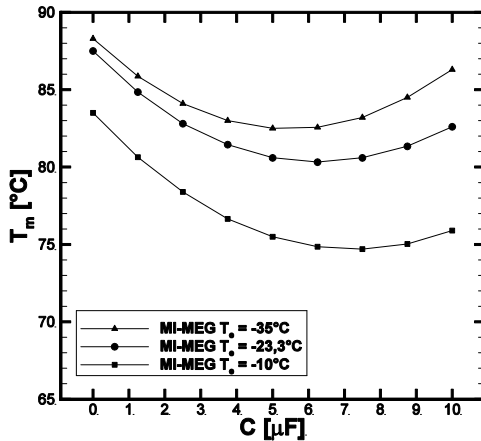
Devido ao comportamento variável das perdas distribuídas no motor, a perda total,  $\dot{Q}_m$ , também apresenta um ponto de mínimo em função da capacitância, como exibido na Figura 8.14a. As mínimas perdas no motor nas condições  $-35^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$ ,  $-23,3^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$  e  $-10^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$  ocorrem para capacitâncias em torno de  $5 \mu\text{F}$ ,  $6 \mu\text{F}$  e  $7,5 \mu\text{F}$ , respectivamente, condições essas em que se observa as máximas eficiências elétricas. Em função disso, o capacitor permanente deve ser dimensionado para uma condição nominal de operação do compressor, buscando o seu desempenho ótimo.

A temperatura média do motor calculada pelo modelo MI-MEG sofre variações com a mudança da capacitância e da condição de carga. Segundo a Figura 8.14b, a temperatura atinge um valor mínimo em cada

condição, associado à capacitância que fornece a máxima eficiência elétrica. Por exemplo, para a condição de baixa carga ( $T_e = -35^\circ\text{C}$ ), o uso de um capacitor permanente de  $5 \mu\text{F}$  confere a máxima redução de temperatura de  $5,8^\circ\text{C}$  em relação à temperatura do motor monofásico ( $C = 0 \mu\text{F}$ ). Por outro lado, em condição de alta carga ( $T_e = -10^\circ\text{C}$ ), a temperatura média do motor é reduzida em até  $8,8^\circ\text{C}$  quando um capacitor de  $7,5 \mu\text{F}$  é utilizado.



(a)



(b)

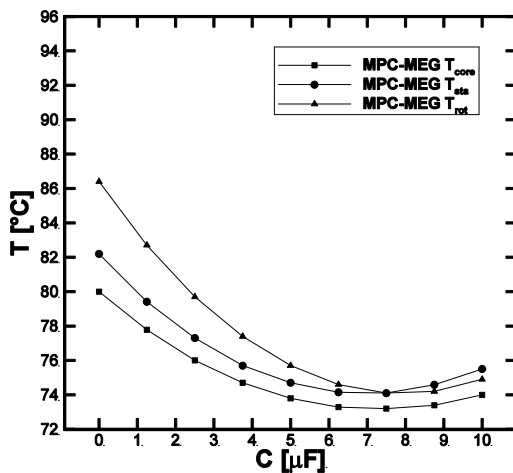
Figura 8.14 - (a) Perda total e eficiência elétrica e (b) temperatura média do motor em função da capacitância do capacitor permanente e da condição de carga.



A Figura 8.15 mostra os resultados de temperatura dos componentes do motor em função da capacitância e das condições de carga obtidos com o modelo MPC-MEG. O comportamento geral das curvas é semelhante ao obtido pelo modelo MI-MEG, prevendo a existência de pontos de inflexão que ocorrem em menores capacitâncias quanto menor for a carga.

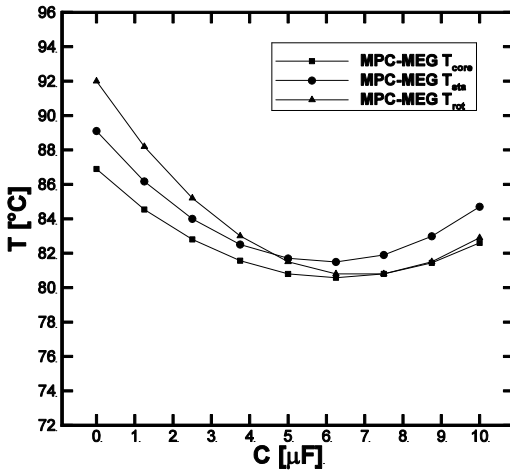
Para baixas capacitâncias, o componente mais quente do motor é o rotor. À medida que a capacitância aumenta, todas as temperaturas diminuem, porém a taxa de decaimento da temperatura do rotor,  $T_{rot}$ , é superior às demais. Conforme a Figura 8.13b e a Figura 8.13c, a perda no rotor decai mais intensamente que a perda Joule no estator, justificando a sua acentuada redução de temperatura.

Apesar de a perda no núcleo,  $\dot{Q}_{core}$ , ser praticamente independente da capacitância (Figura 8.13c), a taxa de decaimento da temperatura do núcleo,  $T_{core}$ , é semelhante àquela dos enrolamentos,  $T_{sta}$ . A redução da temperatura do núcleo decorre da diminuição das temperaturas dos componentes em sua vizinhança, ou seja, dos enrolamentos, do rotor e do gás no ambiente interno do compressor.

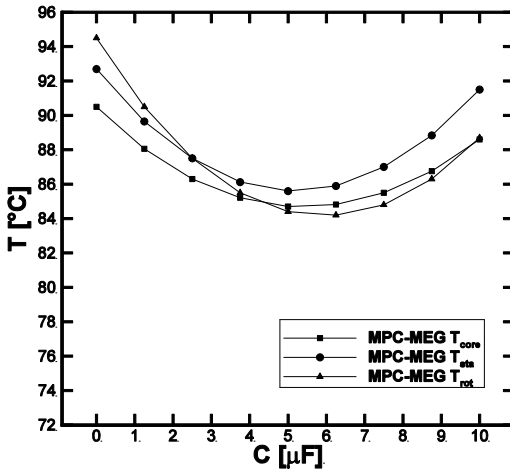


(a)

Figura 8.15 - Temperaturas dos componentes do motor em função da capacitância do capacitor permanente e da condição de carga: (a) - 10°C/54,4°C; (b) -23,3°C/54,4°C; e (c) -35°C/54,4°C (continua).



(b)



(c)

Figura 8.15 - Temperaturas dos componentes do motor em função da capacitância do capacitor permanente e da condição de carga: (a)  $-10^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ ; (b)  $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ ; e (c)  $-35^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$  (conclusão).

Em virtude das diferentes taxas de redução de temperatura do rotor e do estator, as temperaturas dos componentes se aproximam à medida que a capacitância aumenta. De fato, as temperaturas se tornam muito próximas, com diferenças menores que 3°C entre si para grande parte da faixa de capacitâncias analisada. A maior diferença é observada em condição de alta carga e na ausência de capacitor (6,5°C). Logo, a temperatura média é um parâmetro adequado para avaliação térmica do motor, de modo que o modelo MI-MEG é suficiente para as análises referentes ao efeito do capacitor permanente.

### 8.3.2 Efeito sobre as eficiências volumétrica e isentrópica

O efeito da capacitância do capacitor permanente sobre as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor é avaliado em termos de variação percentual, ou seja:

$$\Delta\eta_i = \frac{\eta_i - \eta_{i,ref}}{\eta_{i,ref}} \quad (8.2)$$

em que o subíndice  $i$  assume  $v$  e  $s$  para as eficiências volumétrica e isentrópica, respectivamente. O subíndice  $ref$  se refere ao valor da eficiência na condição de referência em que o motor opera sem capacitor ( $C = 0 \mu\text{F}$ ).

Conforme indicado na Figura 8.16, a variação da capacitância do capacitor permanente modifica a relação entre torque e rotação do motor. Para uma determinada condição de carga solicitada pelo compressor, o aumento da capacitância promove a redução do escorregamento, elevando a rotação. Consequentemente, a eficiência volumétrica do compressor, avaliada pela Equação (1.1), aumenta proporcionalmente.

Outro aspecto importante decorrente do uso de um capacitor permanente é a melhoria da eficiência elétrica e, assim, a redução da temperatura de seus componentes. Do ponto de vista térmico, o motor é uma fonte de calor e o aumento de sua eficiência reduz a quantidade de calor gerado no interior do compressor. Logo, as temperaturas dos componentes do compressor diminuem, reduzindo o superaquecimento do gás na sucção avaliado pela temperatura do gás na câmara de sucção,  $T_{sc}$ , e que afeta negativamente as eficiências volumétrica e isentrópica.

A Figura 8.17 mostra resultados de variação de eficiência volumétrica em função da capacitância do capacitor permanente previstos para o compressor operando na condição  $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ . Os efeitos da rotação e do superaquecimento na sucção são avaliados individualmente, e representados pelas curvas "rotação" e "superaquecimento", respectivamente. A curva "total" corresponde à variação da eficiência atingida pela soma dos dois efeitos.

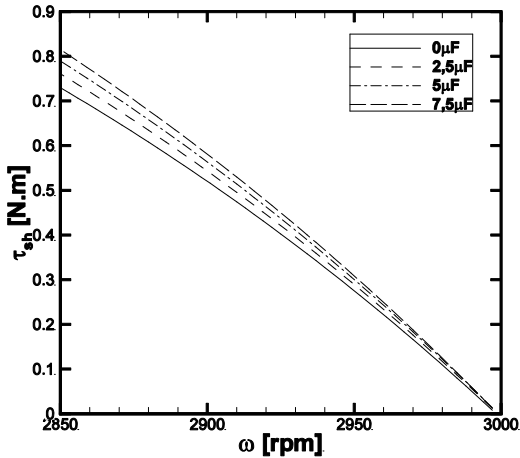


Figura 8.16 - Torque em função da rotação e da capacitância do capacitor permanente.

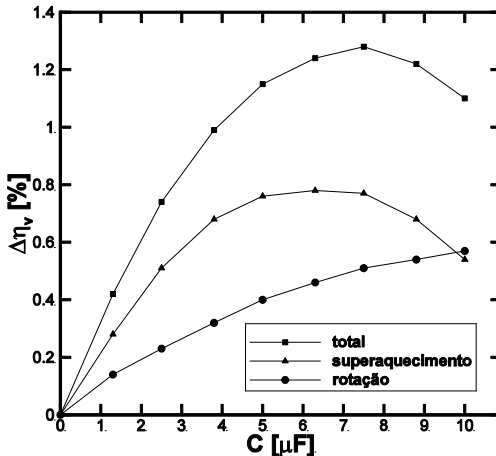


Figura 8.17 - Variação da eficiência volumétrica com a capacitância do capacitor permanente ( $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ ).

Como já esperado, a eficiência volumétrica aumenta continuamente com a redução do escorregamento decorrente do incremento de capacitância. No entanto, o efeito da rotação é menor que aquele causado pela redução do superaquecimento, que apresenta um ponto de inflexão similar aos observados para eficiência elétrica e temperatura de motor (Figura 8.14). Percebe-se que o aumento da eficiência volumétrica em função da redução do superaquecimento é máximo (em torno de 0,8%) para uma capacitância de 6  $\mu\text{F}$ , quando a temperatura do gás na câmara de sucção,  $T_{sc}$ , é reduzida em 2,4°C.

Embora a máxima eficiência elétrica na condição -23,3°C/54,4°C ocorra com um capacitor de 6  $\mu\text{F}$ , a eficiência volumétrica é maximizada para uma capacitância de 7,5  $\mu\text{F}$ , com um aumento de 1,3%. Vale ressaltar que para as demais condições de carga, o comportamento das curvas é semelhante, alterando apenas os níveis de capacitância para os quais a eficiência volumétrica é máxima.

A Figura 8.18 mostra resultados de variação da eficiência isentrópica com a capacitância para a condição -23,3°C/54,4°C. Nesse caso, a variação da eficiência isentrópica é desmembrada em uma parcela devido à variação da eficiência elétrica e outra devido ao superaquecimento do gás na sucção, representadas pelas linhas “elétrica” e “superaquecimento”, respectivamente. A linha “total” corresponde à variação de eficiência isentrópica em função da combinação dos dois efeitos.

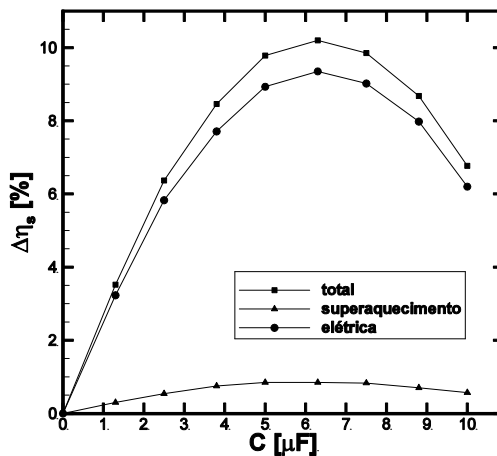


Figura 8.18 - Variação da eficiência isentrópica com a capacitância do capacitor permanente (-23,3°C/54,4°C).

As previsões do MI-MEG apontam que a eficiência isentrópica pode aumentar em até 10% para uma capacitância de aproximadamente 6  $\mu\text{F}$ , ou seja, no mesmo ponto em que a eficiência elétrica é máxima (Figura 8.14). Nota-se também que essa variação é dominada pelo aumento da eficiência elétrica. A redução do superaquecimento na sucção proporciona um aumento máximo da eficiência isentrópica de 1%.

Diante dos resultados desta seção, conclui-se que a variação da capacitância afeta mais a eficiência isentrópica do que a eficiência volumétrica. Isso acontece porque a eficiência isentrópica está diretamente relacionada à eficiência elétrica, conforme mostra a Equação (1.2), e esta varia significativamente com a capacitância. Contudo, o aumento da eficiência volumétrica causado pelo uso do capacitor permanente não pode ser negligenciado, uma vez que melhorias mesmo da ordem de 1-2% são buscadas em compressores de refrigeração de alta eficiência.

## 8.4 Efeito do Comprimento do Pacote de Lâminas

O comprimento do pacote de lâminas,  $L_{stack}$ , (Figura 3.3a) é um parâmetro geométrico muito importante no dimensionamento de motores elétricos. Nesta seção será avaliado o efeito da redução de  $L_{stack}$  sobre o desempenho do motor, com destaque para as temperaturas de seus componentes, e as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor.

### 8.4.1 Efeito sobre o desempenho do motor

A redução do comprimento do pacote implica na diminuição dos comprimentos dos fios dos enrolamentos do estator e das barras do rotor (Figura 3.7). Consequentemente, as resistências elétricas associadas a esses dois componentes e as indutâncias de entreferro são reduzidas, como indicado pelas Equações (3.26), (3.27) e (4.52). Como já abordado na seção 7.2, reduções desses parâmetros provocam o aumento da corrente e do torque do motor. Isso fica evidente na Figura 8.19, que mostra resultados de corrente e torque em função da rotação e do comprimento de pacote normalizado,  $L_{stack}^*$ , pelo comprimento de pacote do motor original,  $L_{stack}$ . Os dados foram gerados pelo modelo MEG, considerando uma temperatura de motor de 80°C.

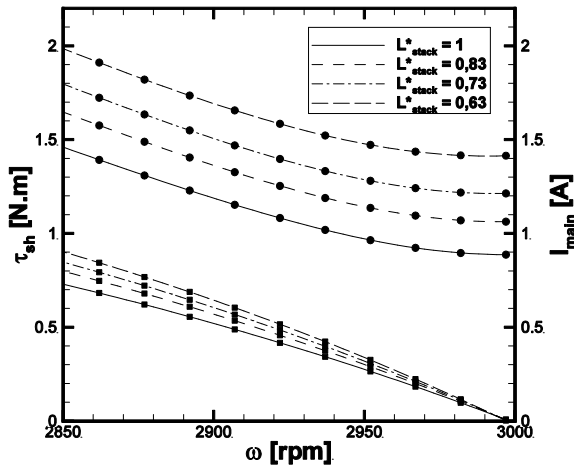


Figura 8.19 - Torque (■) e corrente no enrolamento principal (●) em função da rotação e do comprimento do pacote de lâminas

A Figura 8.20a mostra as previsões de perdas em componentes do motor fornecidas pelo modelo MI-MEG. O aumento da corrente no enrolamento principal,  $I_{main}$ , devido à redução de  $L_{stack}^*$  promove uma elevação da perda Joule nesse enrolamento,  $\dot{Q}_{main}$ . Uma maior corrente no estator induz maiores correntes no rotor, o que provoca um aumento da perda Joule nesse componente,  $\dot{Q}_{rot}$ . Além disso, a diminuição da resistência das barras, decorrente da redução de  $L_{stack}^*$ , também favorece o aumento dessas correntes e, conseqüentemente, da perda no rotor. Por fim, nota-se que a variação de  $L_{stack}^*$  praticamente não afeta a perda no núcleo, que permanece em torno de 7,5 W.

Ainda de acordo Figura 8.20a, a perda Joule no enrolamento principal do estator aumenta mais que a perda Joule no rotor à medida que  $L_{stack}^*$  é reduzido. Somando essas perdas, obtém-se a perda Joule total no motor, as quais são apresentadas na Figura 8.20b em função de  $L_{stack}^*$ . Nota-se que o aumento da perda Joule total com a redução de  $L_{stack}^*$  é tanto maior quanto menor for a carga ( $T_e$ ). Por exemplo, ao se variar  $L_{stack}^*$  de 1 para 0,63 em condição de baixa carga ( $T_e = -35^\circ\text{C}$ ), há um aumento de 19,8 W nas perdas Joule do motor, ao passo que a mesma variação de  $L_{stack}^*$  em alta carga ( $T_e = -10^\circ\text{C}$ ) provoca uma elevação de apenas 15,9 W.

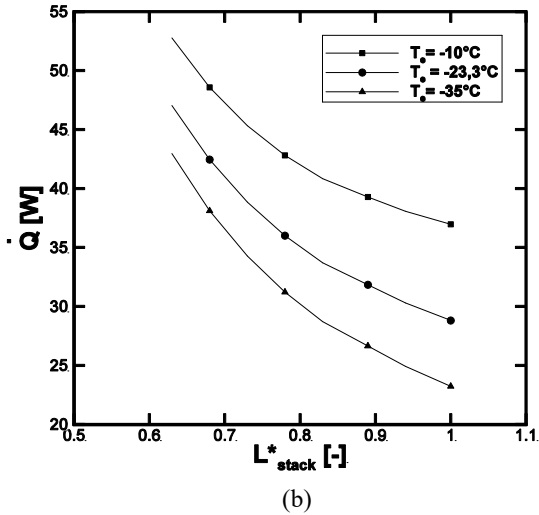
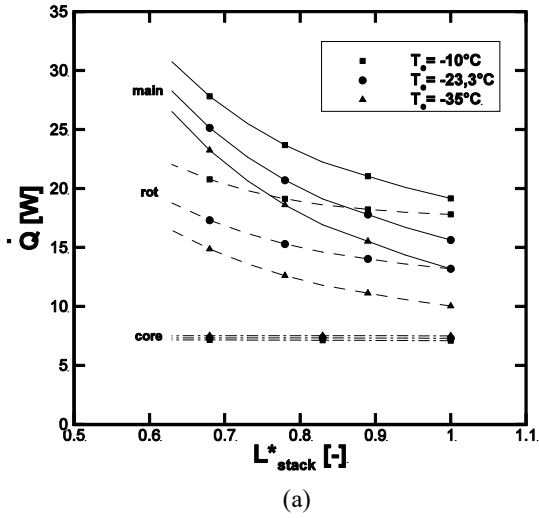


Figura 8.20 - (a) Perdas nos componentes no motor e (b) perda Joule total no motor em função do comprimento de pacote e da condição de carga.



A eficiência elétrica sofre uma sensível redução devido ao aumento das perdas no motor com a diminuição do comprimento do pacote de lâminas, como indicado pela Figura 8.21a. Nota-se que a queda da eficiência com o comprimento do pacote é mais acentuada na condição de menor carga, devido ao maior aumento das perdas nessa condição. A eficiência elétrica diminui em 10,4% (= 74,5% - 64,1%) e em 5,6% (= 78,3% - 72,7%) nas condições de baixa e alta carga, respectivamente, com a redução de  $L_{stack}^*$  de 1 para 0,63.

A redução da eficiência do motor afeta diretamente sua temperatura. A Figura 8.21b mostra as previsões de temperatura média do motor obtidas com o modelo MI-MEG em função do comprimento do pacote e da condição de carga. Observa-se que a taxa de elevação da temperatura média do motor aumenta com a diminuição de  $L_{stack}^*$ . A redução de 10,4% na eficiência elétrica em condição de baixa carga provoca uma elevação de temperatura do motor de 11,7°C, enquanto que a redução de 5,6% na eficiência em condição de alta carga é responsável por um aumento de 7,6°C na temperatura do motor.

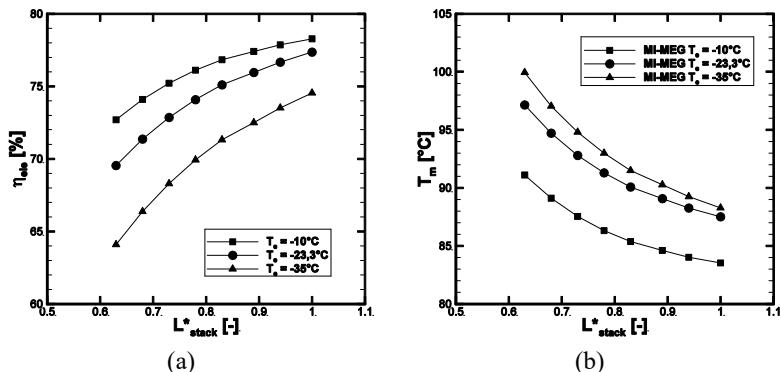


Figura 8.21 - (a) Eficiência elétrica e (b) temperatura média do motor em função do comprimento do pacote e da condição de operação.

A Figura 8.22 mostra resultados de temperatura dos componentes do motor em função do comprimento do pacote e das condições de carga obtidos com o MPC-MEG. Dentro da faixa de valores de  $L_{stack}^*$  avaliada, em qualquer condição de carga, as maiores e menores temperaturas do motor estão localizadas no rotor,  $T_{rot}$ , e no núcleo do estator,  $T_{core}$ , respectivamente. É importante notar também que a temperatura dos enrolamentos do estator,  $T_{sta}$ , que geralmente é a temperatura crítica do motor, sofre uma elevação de 18°C com a redução de  $L_{stack}^*$  de 1 para

0,63 em baixa carga ( $-35^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ ). Como visto anteriormente, nessas mesmas condições, o modelo MI-MEG previu um aumento de temperatura média do motor de  $11,7^{\circ}\text{C}$ . Logo, a exemplo da análise do efeito do diâmetro do fio, o modelo MPC-MEG é o mais apropriado para as análises térmicas envolvendo a variação do comprimento do pacote.

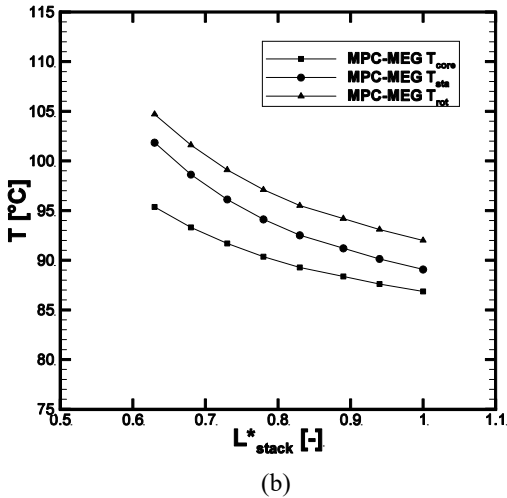
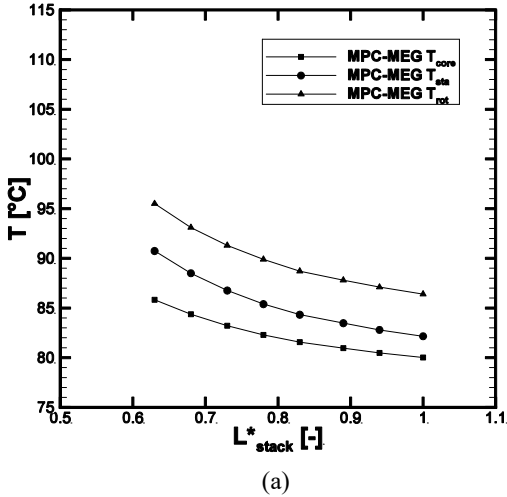
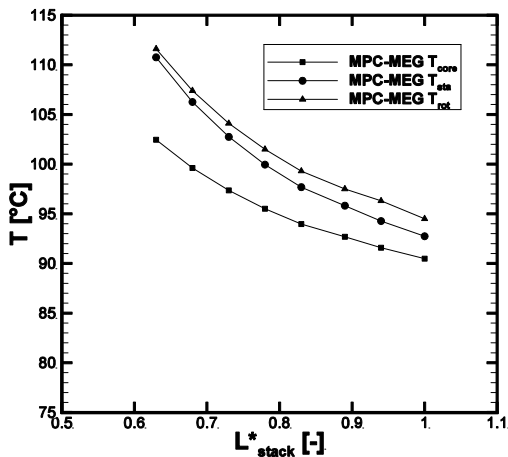


Figura 8.22 - Temperatura dos componentes do motor em função do comprimento do pacote: (a)  $-10^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ ; (b)  $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$  e (c)  $-35^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$  (continua).



(c)

Figura 8.22 - Temperatura dos componentes do motor em função do comprimento do pacote: (a)  $-10^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ ; (b)  $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$  e (c)  $-35^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$  (conclusão).

Conforme visto na Figura 8.20a, a perda no enrolamento principal do estator aumenta mais do que a perda no rotor com a redução de  $L_{stack}^*$ . No entanto, a Figura 8.22 indica que as taxas de aumento de  $T_{sta}$  e  $T_{rot}$  com a redução de  $L_{stack}^*$  são similares. Percebe-se também que  $T_{core}$  aumenta com a redução de  $L_{stack}^*$ , apesar de a perda localizada nesse componente,  $\dot{Q}_{core}$ , permanecer praticamente constante. Para melhor compreender a razão das variações de  $T_{sta}$ ,  $T_{core}$  e  $T_{rot}$ , deve-se avaliar os circuitos térmicos de motores com diferentes comprimentos de pacote.

A Figura 8.23 ilustra esses circuitos para  $L_{stack}^*$  iguais a 1 e 0,63 na condição  $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ . Os nós 6, 8, 9 e 10 correspondem a gás no ambiente interno, núcleo do estator, enrolamentos do estator e rotor, respectivamente. Ao reduzir  $L_{stack}^*$  de 1 para 0,63, as áreas de transferência de calor na direção radial são reduzidas, aumentando as resistências térmicas nessa direção. A Figura 8.23 mostra que as resistências térmicas entre rotor e enrolamentos e núcleo do estator ( $R_{9,10}^{eq}$ ,  $R_{8,10}^{eq}$ ) e entre enrolamentos e núcleo ( $R_{8,9}^{k,r}$ ) aumentam 58% em média. A resistência equivalente entre núcleo do estator e gás no ambiente interno,  $R_{8,6}^{eq}$ , aumenta apenas 20%, pois a resistência térmica axial diminui com a redução do comprimento do pacote.

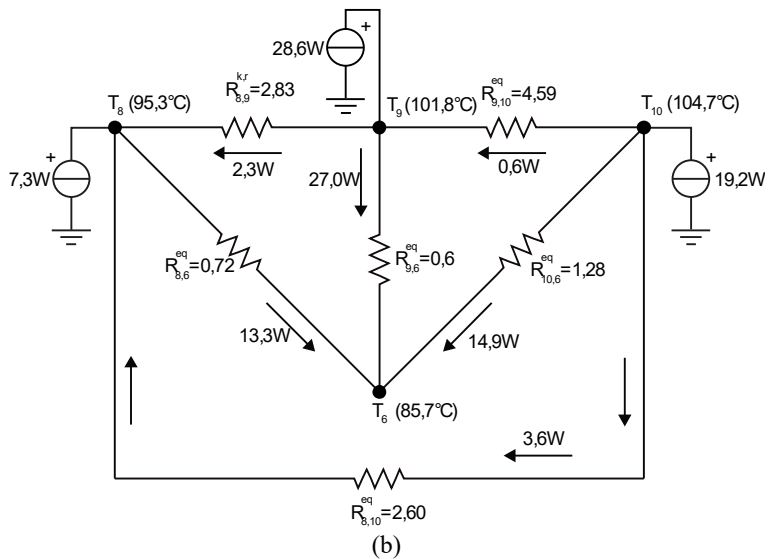
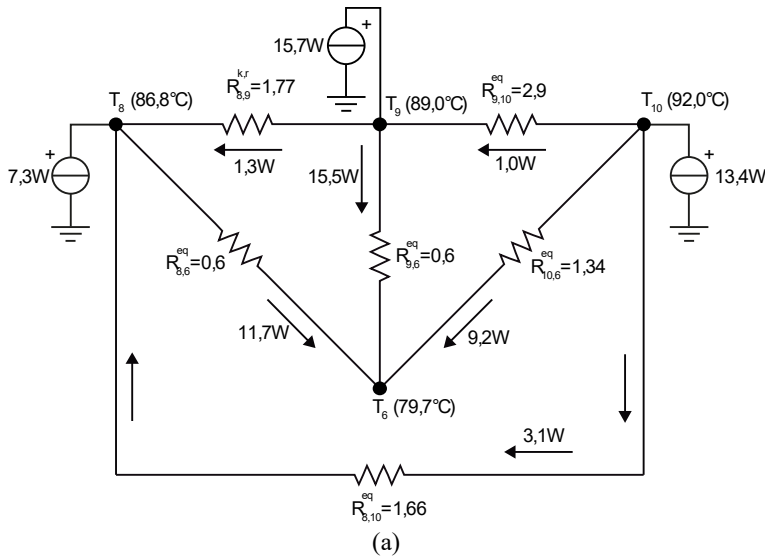


Figura 8.23 - Circuitos térmicos do motor na condição  $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$  para  $L_{stack}^*$  iguais a (a) 1 e (b) 0,63.

Para  $L_{stack}^* = 1$ , a taxa de calor trocado entre rotor e enrolamentos e núcleo do estator ( $1,0 \text{ W} + 3,1 \text{ W} = 4,1 \text{ W}$ ) representa 45% da taxa de calor rejeitado pelo rotor para o gás no ambiente interno ( $9,2 \text{ W}$ ). Quando  $L_{stack}^*$  é reduzido para 0,63, a taxa de calor trocado com os componentes do estator permanece praticamente constante ( $0,6 \text{ W} + 3,6 \text{ W} = 4,2 \text{ W}$ ), mas a taxa de transferência de calor rejeitada para o gás no ambiente interno sobe para  $14,9 \text{ W}$ . Portanto, a proporção de 45% cai para 29% ( $4,2 \text{ W}$  em relação a  $14,9 \text{ W}$ ), indicando que a redução de  $L_{stack}^*$  e, o conseqüente aumento das resistências  $R_{9,10}^{eq}$  e  $R_{8,10}^{eq}$ , dificulta a remoção de calor no rotor.

Por outro lado, analisando novamente a condição de  $L_{stack}^* = 1$ , a taxa de transferência de calor entre enrolamentos do estator e demais componentes do motor ( $1,0 \text{ W} + 1,3 \text{ W} = 2,3 \text{ W}$ ) corresponde a apenas 15% da troca com o gás no ambiente interno ( $15,5 \text{ W}$ ). Ao se reduzir  $L_{stack}^*$  para 0,63, a taxa de troca de calor dos enrolamentos com os demais componente do motor sobe para  $2,9 \text{ W}$  ( $= 0,6 \text{ W} + 2,3 \text{ W}$ ) e a taxa de transferência de calor para o gás aumenta para  $27 \text{ W}$ . Logo, a proporção de 15% cai para 11% ( $2,9 \text{ W}$  em relação a  $27 \text{ W}$ ), ou seja, continua sendo pouco representativa sobre a troca de calor nos enrolamentos.

Assim, conclui-se que o aumento das resistências térmicas entre componentes do motor decorrente da redução de  $L_{stack}^*$  dificulta em maior proporção a rejeição de calor por parte do rotor do que dos enrolamentos do estator. Porém, o aumento das perdas nos enrolamentos é superior àquelas no rotor (Figura 8.20a). Por isso, mesmo que o aumento da perda no rotor seja inferior àquele nos enrolamentos para uma mesma redução de  $L_{stack}^*$ ,  $T_{sta}$  e  $T_{rot}$  sofrem aumentos semelhantes (Figura 8.22).

Finalmente, nota-se que a temperatura do núcleo do estator,  $T_8$ , sobe com a redução de  $L_{stack}^*$ , apesar de a perda nesse componente permanecer constante (Figura 8.20a). Isso se deve aos aumentos das temperaturas dos componentes em sua vizinhança ( $T_9$ ,  $T_{10}$  e  $T_6$ ) e da resistência térmica entre o núcleo e o gás no ambiente interno,  $R_{8,6}^{eq}$ .

#### 8.4.2 Efeito sobre as eficiências volumétrica e isentrópica

As variações das eficiências volumétrica e isentrópica são avaliadas conforme a Equação (8.2), em que a condição de referência é o motor com comprimento de pacote nominal,  $L_{stack}^* = 1$ .

Como discutido no início desta seção, a redução de  $L_{stack}^*$  implica em aumentos de corrente e torque disponibilizado pelo motor. Assim,

para um determinado torque requerido pelo compressor, a rotação aumenta com a redução de  $L_{stack}^*$  (Figura 8.19), mas a eficiência elétrica diminui (Figura 8.21a). Logo, existem efeitos contrários que afetam a eficiência volumétrica do compressor. Ao passo que o aumento da rotação favorece o aumento da eficiência volumétrica, a redução da eficiência elétrica eleva as temperaturas dos componentes do compressor e, conseqüentemente, o superaquecimento do gás na sucção, reduzindo a eficiência volumétrica.

A Figura 8.24 mostra a variação da eficiência volumétrica com o comprimento do pacote e a condição de carga. Para a faixa avaliada, as previsões indicam reduções de até 1,5% na condição de baixa carga ( $T_e = -35^\circ\text{C}$ ). No entanto, à medida que a carga aumenta, a variação da eficiência volumétrica com  $L_{stack}^*$  diminui, ficando praticamente constante na condição de alta carga ( $T_e = -10^\circ\text{C}$ ).

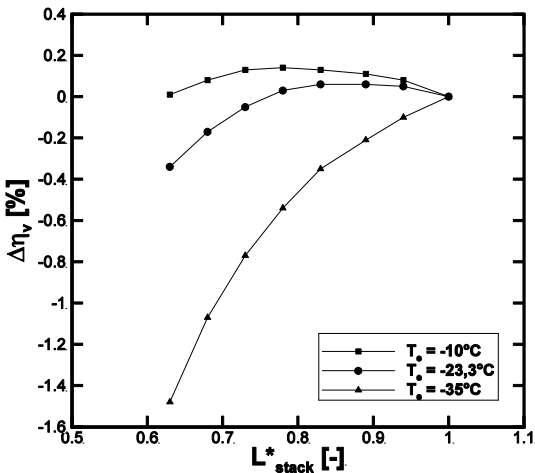
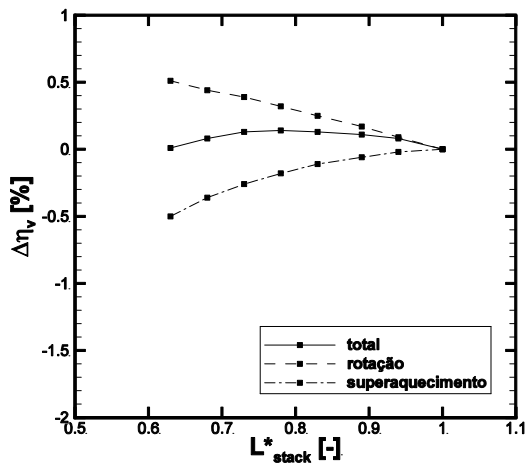


Figura 8.24 - Variação da eficiência volumétrica com o comprimento de pacote e a condição de operação.

Os resultados da Figura 8.24 sugerem que as variações de rotação e de temperaturas afetam a eficiência volumétrica em proporções distintas à medida que o comprimento do pacote e a carga variam. A fim de compreender como isso ocorre, a Figura 8.25 apresenta as contribuições dos aumentos da rotação e do superaquecimento na sucção sobre a variação da eficiência volumétrica.

Os resultados da Figura 8.25 mostram que, de fato, o efeito da rotação é positivo e o efeito do superaquecimento é negativo sobre a eficiência volumétrica. Nota-se que o efeito da rotação é pouco sensível à variação de carga. No entanto, o efeito do superaquecimento é tanto maior quanto menor for a carga, pois as temperaturas dos componentes do compressor sofrem maiores elevações na condição de baixa carga devido ao aumento mais expressivo das perdas no motor nessa condição (Figura 8.20b). Além disso, a vazão de fluido refrigerante diminui com a temperatura de evaporação, favorecendo um maior aquecimento do gás na condição de baixa carga. Segundo a Figura 8.25, ao se reduzir  $L_{stack}^*$  em 37% na condição  $-35^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ , o aumento da rotação implica em uma elevação de apenas 0,2% na eficiência volumétrica ao passo que o aumento de temperaturas provoca uma queda de 1,7%. Logo, a redução líquida de eficiência volumétrica é de 1,5%.



(a)

Figura 8.25 - Efeito da rotação e do superaquecimento sobre a eficiência volumétrica em (a)  $-10^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ ; (b)  $-23,3/54,4^{\circ}\text{C}$  e (c)  $-35^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$  (continua).

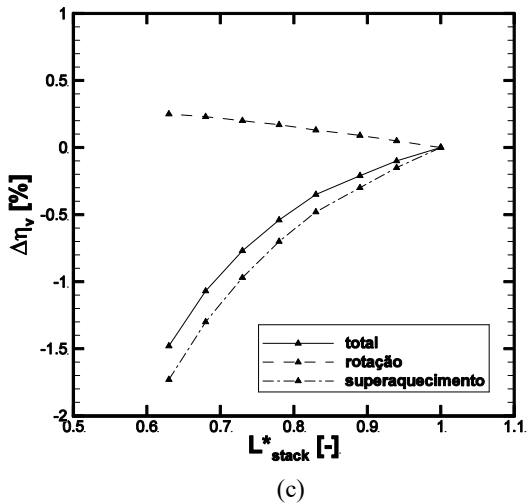
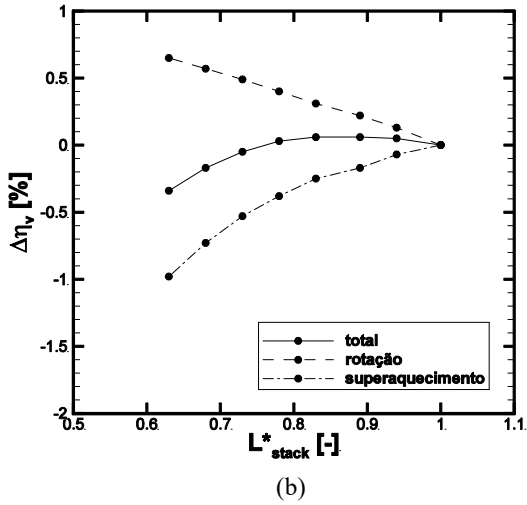
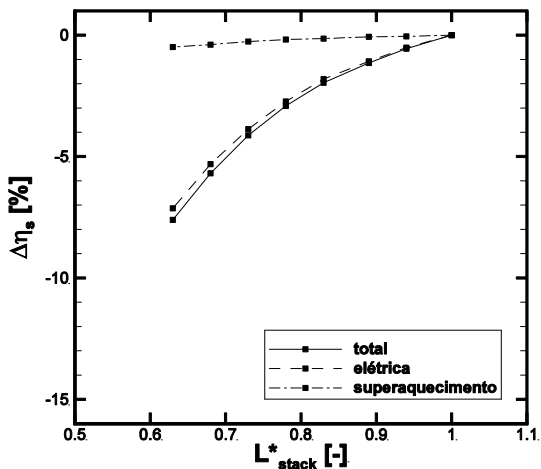


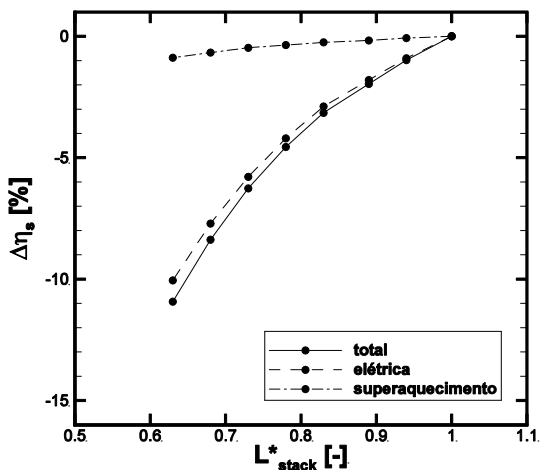
Figura 8.25 - Efeito da rotação e do superaquecimento sobre a eficiência volumétrica em (a)  $-10^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ ; (b)  $-23,3/54,4^{\circ}\text{C}$  e (c)  $-35^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$  (conclusão).



A Figura 8.26 exibe resultados de variação de eficiência isentrópica em função do comprimento do pacote para as condições -10°C/54,4°C, -23,3°C/54,4°C e -35°C/54,4°C. Os efeitos da eficiência elétrica e do superaquecimento também são avaliados isoladamente e a soma dos mesmos é representada pela linha “total”.



(a)



(b)

Figura 8.26 - Efeito da eficiência elétrica e do superaquecimento sobre a eficiência isentrópica em (a) -10°C/54,4°C; (b) -23,3°C/54,4°C e (c) -35°C/54,4°C (continua).

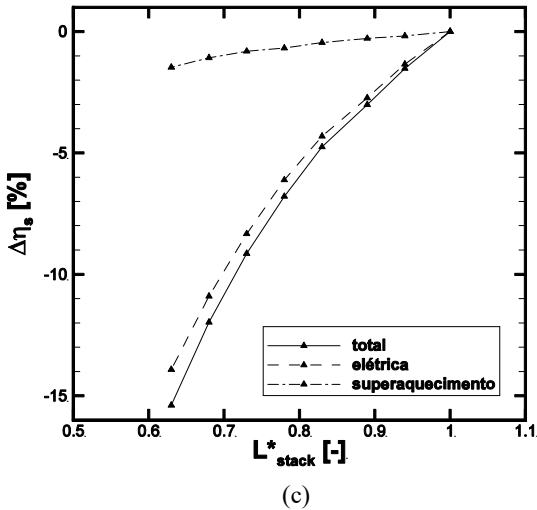


Figura 8.26 - Efeito da eficiência elétrica e do superaquecimento sobre a eficiência isentrópica em (a)  $-10^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$ ; (b)  $-23,3/54,4^\circ\text{C}$  e (c)  $-35^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$  (conclusão).

Os resultados mostram que a eficiência isentrópica diminui com as reduções do comprimento do pacote e da carga. A diminuição de  $L^*_{stack}$  em 37% resulta em reduções próximas de 15% e 8% na eficiência isentrópica nas condições de baixa ( $-35^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$ ) e alta cargas ( $-10^\circ\text{C}/54,4^\circ\text{C}$ ), respectivamente.

Assim como na análise da capacitância, nota-se que a redução da eficiência isentrópica é provocada quase que exclusivamente pela queda da eficiência elétrica. O efeito do superaquecimento na sucção aumenta com a redução da carga, mas é desprezível em relação ao efeito da eficiência elétrica. Da redução de 15% mencionada anteriormente, uma parcela de somente 1,5% é devida ao superaquecimento.

Com base nos resultados, conclui-se que a variação do comprimento do pacote afeta em maior proporção a eficiência isentrópica do que a eficiência volumétrica. Pequenas variações de  $L^*_{stack}$  (em torno de 10%) praticamente não alteram a eficiência volumétrica, mas podem reduzir em até 3% a eficiência isentrópica, o que é significativo para compressores de alta eficiência. A eficiência volumétrica sofre redução apenas quando o comprimento do pacote é diminuído substancialmente e em condições de baixa carga.

## 8.5 Considerações Finais

Neste capítulo os modelos MI-MEG e MPC-MEG foram utilizados para analisar o efeito da variação de parâmetros operacionais e de projeto de motor sobre a sua temperatura. A modificação de diferentes parâmetros permitiu avaliar o comportamento da corrente e, conseqüentemente, das perdas distribuídas no motor. Observou-se que cada um dos parâmetros analisados afeta a distribuição de perdas de forma diferente e, em alguns casos, dependente da condição de carga. Por conta disso, as temperaturas dos componentes do motor também apresentam variações específicas. Nas análises do efeito da tensão e da capacitância, o uso de uma temperatura média (MI-MEG) para analisar o comportamento térmico do motor é suficiente. Por outro lado, as análises do efeito do comprimento do pacote e do diâmetro do fio do enrolamento principal do estator requerem o uso do modelo MPC-MEG, devido ao aquecimento não uniforme do motor.

As análises do efeito da tensão de alimentação e do diâmetro do fio do enrolamento principal do estator foram conduzidas com o emprego dos modelos integrados em combinação com dados experimentais. Observou-se que o cálculo correto das correntes elétricas é determinante na acurácia do modelo em previsões de temperatura do motor. Da mesma forma, as correlações utilizadas no modelo MPC-MEG para prever a troca de calor entre componentes do motor e o gás no ambiente interno também se mostraram importantes. Em uma avaliação geral, as previsões de temperatura apresentaram concordância satisfatória com as medições, com máximo desvio em torno de 4°C.

Outro aspecto explorado com os modelos foi a análise do efeito da capacitância do capacitor permanente e do comprimento do pacote de lâminas sobre as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor. Observou-se que a alteração desses parâmetros influencia sensivelmente a eficiência isentrópica devido à variação da eficiência elétrica. Embora menos afetada, os efeitos na eficiência volumétrica não podem ser negligenciados, sobretudo na análise de compressores de alta eficiência.



## 9 CONCLUSÃO

O objetivo central deste trabalho foi o desenvolvimento de modelos integrados para a simulação de compressores herméticos alternativos de refrigeração, com foco no motor elétrico de indução. Os modelos foram denominados integrados, porque se originam do acoplamento de modelos específicos para previsão conjunta do ciclo de compressão, da distribuição de temperatura no compressor e do desempenho do motor de indução. Três modelos integrados foram desenvolvidos: i) modelo MI-MES (Motor Integral-Modelo Elétrico Simplificado); ii) modelo MI-MEG (Motor Integral-Modelo Elétrico Geral); iii) modelo MPC-MEG (Motor Parâmetros Concentrados-Modelo Elétrico Geral). O modelo MI-MES foi utilizado apenas em análises preliminares pois o modelo elétrico é limitado a motores monofásicos. Os modelos MI-MEG e MPC-MEG diferem quanto à modelagem térmica do motor. Enquanto o primeiro representa o motor por uma única temperatura, o segundo avalia a temperatura em três componentes do motor: rotor, enrolamentos e núcleo do estator. Os modelos foram validados através de comparações com dados experimentais e, então, utilizados em análises típicas de projeto de motores de compressores.

### 9.1 Conclusões

As principais conclusões obtidas neste trabalho são organizadas em três grupos:

#### i. Modelos elétricos do motor

O modelo MES é mais apropriado que o modelo MEG para análise de motores monofásicos, fornecendo melhores estimativas para corrente elétrica no enrolamento principal e eficiência elétrica. Porém, o MES não é adequado para análise de motores bifásicos, ou seja, que operam com os enrolamentos principal e auxiliar do estator acionados. Por isso, mesmo com desvios máximos de 10% na corrente e 2,5% na eficiência em relação às medições, o modelo MEG foi adotado em análises paramétricas conduzidas neste trabalho.

Um aspecto importante em relação aos modelos elétricos é que a precisão no cálculo das correntes limita a acurácia de cada um dos modelos integrados, pois afeta a previsão de temperatura do motor. Isso

ficou evidente na análise do efeito da tensão de alimentação, em que uma sobretensão em baixa carga causou um sobreaquecimento do motor de 6°C, mas o modelo MI-MEG previu apenas 3,6°C.

## ii. Modelos integrados

Inicialmente, o modelo térmico MI (Motor-Integral) foi acoplado aos modelos elétrico (MES) e termodinâmico (RECIP), originando o modelo integrado MI-MES. Esse modelo forneceu melhores previsões de eficiência volumétrica e isentrópica quando comparado com um modelo padrão (MI-Padrão), em que os modelos térmico e termodinâmico são os mesmos utilizados pelo MI-MES, mas o motor é modelado apenas por uma relação entre eficiência elétrica e potência de eixo. Na sequência, o modelo elétrico MES foi substituído pelo MEG, obtendo-se o modelo integrado MI-MEG. Esse novo modelo mostrou resultados muito próximos aos obtidos com o modelo MI-MES, com diferença máxima de 1% na eficiência elétrica (0,7% na eficiência isentrópica).

Embora tenham sido observadas diferenças nas previsões de eficiência volumétrica e isentrópica dos modelos MI-MES e MI-Padrão, as previsões de temperatura de motor ficaram muito próximas, sugerindo que o acoplamento entre modelos térmico e elétrico (termoelétrico) possa ser negligenciado. No entanto, uma análise variando o diâmetro do fio do enrolamento principal mostrou que é importante considerar o acoplamento termoelétrico em análises térmicas associadas a modificações no projeto do motor.

O modelo térmico de parâmetros concentrados para o motor (MPC) foi acoplado ao modelo elétrico MEG e ao RECIP, originando o modelo MPC-MEG. Esse modelo foi validado com dados experimentais, observando-se que o efeito da temperatura de condensação sobre as temperaturas dos componentes do motor é bem previsto. No entanto, o efeito da temperatura de evaporação é superestimado. Em condições de alta evaporação ( $T_e = -10^\circ\text{C}$ ), o coeficiente de transferência de calor por convecção é elevado devido ao aumento da massa específica do gás no ambiente interno, intensificando a remoção de calor de componentes do motor e reduzindo suas temperaturas para valores abaixo das medições. Por outro lado, ao reduzir a temperatura de evaporação ( $T_e = -35^\circ\text{C}$ ), a massa específica do gás no ambiente interno diminui, reduzindo o coeficiente de transferência de calor e a taxa de rejeição de calor do motor. Consequentemente, as temperaturas de seus componentes aumentam, sendo inclusive superestimadas em relação aos dados experimentais.

Apesar desses desvios sistemáticos, a máxima diferença entre previsões e medições é da ordem de 4°C.

Os modelos MI-MEG e MPC-MEG foram utilizados em análises do efeito de parâmetros geométricos e operacionais sobre os desempenhos do motor e do compressor. Observou-se que a escolha do modelo (MI-MEG ou MPC-MEG) para previsão do desempenho térmico do motor depende da análise a ser realizada. O modelo MI-MEG é recomendado para análises em que não há diferenças significativas de temperatura entre componentes do motor, ou seja, um valor único de temperatura é suficiente para sua caracterização térmica. Isso foi observado nas análises do efeito da tensão de alimentação e da capacitância do capacitor permanente. Por outro lado, o modelo MPC-MEG é fundamental nas análises em que existe um aquecimento não uniforme do motor, principalmente dos enrolamentos do estator. Isso acontece quando são realizadas modificações nas dimensões do motor, como no diâmetro de fios de enrolamentos ou no comprimento de pacote de lâminas.

Finalmente, destaca-se a conveniência do uso do circuito térmico do motor para análise de resultados do modelo integrado MPC-MEG. O circuito permite identificar os caminhos preferenciais de troca de calor entre componentes e compreender as causas que levam a variações não uniformes de temperatura no motor, fornecendo informações importantes para elaboração de soluções de gerenciamento térmico do motor.

- iii. Análise do efeito de parâmetros do motor sobre as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor

A fim de demonstrar a aplicação dos modelos desenvolvidos, realizou-se uma análise sobre o efeito da capacitância do capacitor permanente e do comprimento do pacote de lâminas sobre as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor. A variação da eficiência elétrica decorrente de alterações dos parâmetros mencionados afeta sensivelmente a eficiência isentrópica e em menor proporção, a eficiência volumétrica. Por exemplo, uma redução de 37% no comprimento do pacote pode reduzir a eficiência isentrópica em até 15%. Por outro lado, o uso de um capacitor apropriado pode elevar a eficiência volumétrica em até 1,3%, o que é um valor significativo no projeto de compressores de alta eficiência.

## 9.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

A partir dos resultados deste trabalho, identificaram-se algumas oportunidades para trabalhos futuros:

- Avaliar outras alternativas para determinação dos parâmetros elétricos: A precisão do modelo elétrico é muito dependente dos parâmetros elétricos de entrada. Neste trabalho, esses parâmetros foram obtidos a partir de estimativas analíticas baseadas em dados geométricos e propriedades dos materiais, ajustadas com dados experimentais em um ponto de operação. Uma alternativa seria utilizar mais de um ponto de operação para ajustar as estimativas analíticas com dados experimentais. Além disso, outros métodos (Hrabovcova *et al.*, 2010) poderiam ser avaliados, apoiados em testes experimentais específicos (testes de corrente contínua, rotor bloqueado e a vazio) ou simulação numérica (FEM).
- Aplicar a metodologia desenvolvida em compressores que utilizam motores elétricos de imã permanente: Os modelos elétricos empregados não são adequados para compressores acionados por motores síncronos de ímãs permanentes, os quais são atualmente bastante difundidos. Um modelo elétrico de circuito equivalente para motor de ímãs permanentes poderia ser utilizado para esse propósito.
- Analisar correlações para coeficientes de transferência de calor junto aos componentes do motor: Como visto, o efeito da temperatura de evaporação nas temperaturas dos componentes do motor é sensível à correlação adotada. Propõe-se avaliar outras correlações disponíveis na literatura, verificando eventuais melhorias nas previsões do modelo MPC-MEG.
- Incluir filtros de sucção e descarga no modelo de simulação do compressor: A inclusão de filtros de sucção e descarga aumentaria a acurácia das previsões das eficiências volumétrica e isentrópica, principalmente em condições de alta temperatura de evaporação (alta carga), em que as ineficiências devido a efeitos viscosos nos filtros são bastante significativas. Dessa forma, o torque de compressão também seria melhor previsto, e consequentemente, a rotação do compressor.



- Incluir modelo para cálculo de perda mecânica em mancais: Neste trabalho, a perda mecânica nos mancais foi considerada constante. No entanto, essa perda sofre alterações quando o compressor opera em condições críticas de carga e de temperatura. Para avaliar esses efeitos, sugere-se a inclusão de um modelo para o cálculo dos esforços nos mancais e, conseqüentemente, da perda mecânica em diferentes condições de operação.
- Avaliar o acoplamento instantâneo entre modelo elétrico e RECIP: Neste trabalho, o acoplamento entre o modelo elétrico e o RECIP foi feito a partir do torque médio requerido para compressão do gás. A rigor, o torque varia ao longo do ciclo de compressão, pois a pressão instantânea dentro da câmara de compressão também varia. Assim, sugere-se avaliar o efeito desse acoplamento em nível instantâneo sobre os resultados do modelo integrado.
- Investigar o desempenho dos modelos integrados em compressores de diferentes layouts: O emprego dos modelos para análise de outros compressores permitiria identificar os seus limites de aplicação e oportunidades de melhoria.
- Desenvolver um modelo integrado para prever o sobreaquecimento do motor durante transientes rápidos: Nas situações em que há um aumento elevado de carga em um intervalo de tempo curto, a corrente sobe muito rapidamente, bem como as perdas Joule e a temperatura do motor. Dependendo da situação, os limites de temperatura do motor podem ser excedidos, levando à sua falha. Um modelo termoelétrico transiente permitiria avaliar alternativas que impeçam o aumento excessivo de temperatura do motor, tais como o dimensionamento de dispositivos de proteção.



## REFERÊNCIAS

- [1] ADAIR R.P.; QVALE E. B.; PEARSON J. T. Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressors. ***Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue***, pp. 521-526. 1972.
- [2] AMAR, M.; KACZMAREK, R. A General Formula for Prediction of Iron Losses under Nonsinusoidal Voltage Waveform. ***IEEE Transactions on Magnetics***, v. 31, n. 5, pp. 2504-2509. 1995.
- [3] ANNAND, W. J. D. Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines. ***Proceedings Institutions of Mechanical Engineers***, 177, pp. 973- 996. 1963.
- [4] BEJAN, A. **Transferência de Calor**. 1ª edição USA: John Wiley & Sons. 540 f. 1996.
- [5] BENAMROUCHE, N.; HADDAD, S.; BOUSBAINE, A.; LOW, W. F. Measurement of Iron and Stray Load Losses in Induction Motors Using the Temperature Time Method. ***Journal of Measurement***, v. 20, n. 2, pp. 91-96. 1997.
- [6] BERTOTTI, G.; BOGLIETTI, A.; CHIAMPI, M.; CHIARABAGLIO, D.; FIORILLO, F.; LAZZARI, M. An Improved Estimation of Iron Losses in Rotating Electrical Machines. ***IEEE Transactions on Magnetics***, v. 27, n. 6, pp. 5007-5009. 1991.
- [7] BIRARI, Y. V.; GOSAVI, S. S.; JORWEKAR, P. P. Use of CFD in Design and Development of R404a Reciprocating Compressor. ***Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue***, paper C072. 2006.
- [8] BOGLIETTI, A.; CAVAGNINO, A.; LAZZARI, M.; PASTORELLI, M. A Simplified Thermal Model for Variable-Speed Self-Cooled Industrial Induction Motor. ***IEEE Transactions on Industry Applications***, v. 39, n. 4, pp. 945-952. 2003.
- [9] BOGLIETTI, A.; CAVAGNINO, A.; POPESCU, M.; STATON, D. Thermal Model and Analysis of Wound-Rotor Induction Machine. ***IEEE Transactions on Industry Applications***, v. 49, n. 5, 945-952. 2013.

- [10] BOGLIETTI, A.; CARPANETO, E.; COSSALE, M.; VASCETTO, S.; POPESCU, M.; STATON, D. Stator Winding Thermal Conductivity Evaluation: An Industrial Production Assessment. *IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, 4865-4871. 2015.
- [11] BOUAFIA, M.; ZIOUCHI, A.; BERTIN, Y.; SAULNER, J. B. Experimental and Numerical Study of Heat Transfer in an Annular Gap without Axial Flow with a Rotating Inner Cylinder. *International Journal of Thermal Sciences*, v. 38, pp. 547- 559. 1999.
- [12] BOUSBAINE, A.; MCCORMICK, M.; LOW, W. F. Thermal Modelling of Permanent-Split-Capacitor Single-Phase Induction Motors Based on Accurate Loss Density Measurement. *IEE Conference on Electrical Machines and Drives*, Robinson College, Cambridge, pp. 175-179, 1-3. 1997.
- [13] BOUSBAINE, A. Thermal Modelling of Induction Motors Based on Accurate Loss Density Distribution. *Electric Machines and Power Systems*, v. 27, pp. 311-324. 1999.
- [14] BRENT, R. P. **Algorithms for Minimization without Derivatives**. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, NJ. 195 f. 1973.
- [15] BROK, S. W.; TOUBER, S.; VAN DER MEER, J.S. Modeling of Cylinder Heat Transfer – Large Effort, Little Effect? *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 43-50. 1980.
- [16] CHEN, Y.; ZHU, X.; QUAN, L.; WANG, L. Performance Analysis of a Double-Salient Permanent-Magnet Double-Rotor Motor Using Electromagnetic-Thermal Coupling Method. *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, v. 25, n. 4. 2016.
- [17] CHIKURDE, R. C.; LOGANATHAN, E.; DANDEKAR, D. P.; MANIVASAGAM, S. Thermal Mapping of Hermetically Sealed Compressors Using Computational Fluid Dynamics Technique. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, paper C6-4. 2002.
- [18] CHOWDHURY, S. K. A Distributed Parameter Thermal Model for Induction Motors. *IEEE Power Electronics and Drives Systems*, v. 1, pp. 739-744. 2005.

- [19] COLEMAN, H. W.; STEELE, W. G. **Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers**. 2<sup>nd</sup> ed. John Wiley & Sons. 275 f. 1999.
- [20] DHAR, M.; SOEDEL, W. **Compressor Simulation Program with Gas Pulsation**. Purdue University, Ray W: Herrick Laboratories.
- [21] DRIESSEN, J. L. **Influência dos Parâmetros Geométricos de Sistemas de Válvulas no Funcionamento de Válvulas Automáticas de Compressores Herméticos**. 1986. 92 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1986.
- [22] DUTRA, T.; DESCHAMPS, C. J. Experimental Characterization of Heat Transfer in the Components of a Small Hermetic Reciprocating Compressor. *Applied Thermal Engineering*, v. 58, Issues 1-2, pp. 499-510. 2013.
- [23] DUTRA, T.; DESCHAMPS, C. J. A Simulation Approach of Hermetic Reciprocating Compressors Including Electrical Motor Modeling. *International Journal of Refrigeration*, v. 59, pp. 168-181. 2015.
- [24] ELTOM, A. H.; MOHARARI, N. S. Motor Temperature Estimation Incorporating Dynamic Rotor Impedance. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, v. 6, n. 1, pp. 107-113. 1991.
- [25] FAGOTTI, F.; TODESCAT, M. L.; FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T. Heat Transfer Modeling in a Reciprocating Compressor. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 605-610. 1994.
- [26] FITZGERALD, A. E.; KINGSLEY, C. K.; UMANS, S. D. **Máquinas Elétricas**. Editora Bookman, 6<sup>a</sup> Edição. 2006.
- [27] GOSNEY, W. B. **Principles of Refrigeration**. Cambridge University Press. 1<sup>st</sup> Edition. 1982.
- [28] HAAS, D. A. **Um Modelo de Circuito Térmico Equivalente para a Previsão da Distribuição de Temperatura em Compressores Alternativos de Refrigeração**. 2012. 127 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.
- [29] HE, Z.; XING, Z.; CHEN, W.; WANG, X. Thermal and Hydraulic Analysis on the Flow around the Motor in Semi-Hermetic Twin

- Screw Refrigeration Compressors. *Applied Thermal Engineering*, v. 58, pp. 114-124. 2013.
- [30] HRABOVCOVA, V.; KALAMEN, L.; SEKERAK, P.; RAFAJDUS, P. Determination of Single Phase Induction Motor Parameters. *SPEEDAM International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion*. Pp. 287–292. 2010.
- [31] HUAI, Y.; MELNIK, R. V. N.; THOGERSEN, P. B. Computational Analysis of Temperature Rise Phenomena in Electric Induction Motors. *Applied Thermal Engineering*, v. 23, pp. 779-795. 2003.
- [32] HWANG, C. C.; WU, S. S.; JIANG, Y. H. Novel Approach to the Solution of Temperature Distribution in the Stator of an Induction Motor. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, v. 15, n. 4, pp. 401-406. 2000.
- [33] KALLUF, F. J. H. **Análise do Funcionamento Assíncrono de um Motor Monofásico Síncrono de Ímãs Permanentes com Partida Direta**. 2010. 88 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2010.
- [34] KARA, S.; OGUZ, E. Thermal Analysis of a Small Hermetic Reciprocating Compressor. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, paper 1307. 2010.
- [35] LAFOON, C. M.; CALVERT, J. F. Additional Losses of Synchronous Machines. *Transactions of the AIEE*, pp. 84-97. 1927.
- [36] LEMMON, E.W.; MCLINDEN, M.O.; HUBER, M.L. **REFPROP**, Version 7.0, NIST. 2002.
- [37] LI, W.; CAO, J.; ZHANG, X. Electrothermal Analysis of Induction Motor with Compound Cage Rotor Used for PHEV. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, v. 57, n. 2, pp. 660-668. 2010.
- [38] LILIE, D. E. B.; FERREIRA, R. T. S. Evaluation of the Leakage through the Clearance between Piston and Cylinder in Hermetic Compressors. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 1-6. 1984.

- [39] LINK, R.; DESCHAMPS, C. J. Numerical Modeling of Startup Transients in Reciprocating Compressors. *International Journal of Refrigeration*, v. 34, pp. 1398-1414. 2011.
- [40] LOHN, S. K.; DINIZ, M. C.; DESCHAMPS, C. J. A Thermal Model for Analysis of Hermetic Reciprocating Compressors under the On-Off Cycling Operating Condition. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 90. 2015.
- [41] MANTRI, P.; BHAKTA, A.; MALLAMPALLI, S.; HAHAN, G.; KUSUMBA, S. Development and Validation of Integrated Design Framework for Compressor System Model. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 1153. 2014.
- [42] MATOS, F. F. S. **Análise Numérica do Comportamento Dinâmico de Válvulas Tipo Palheta de Compressores Herméticos**. 2002. 243 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.
- [43] MELLOR, P. H.; ROBERTS, D.; TURNER, D. R. Lumped Parameter Thermal Model for Electrical Machines of TEFC Design. *IEE Proceedings-B*, v. 138, n. 5, pp. 205-218. 1991.
- [44] MEYER, W. A.; THOMPSON, H. D. An Analytical Model of Heat Transfer to the Suction Gas in a Low-Side Hermetic Refrigeration Compressor. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 898-907. 1990.
- [45] MEZANI, S.; TAKORABET, N.; LAPORTE, B. A combined Electromagnetic and Thermal Analysis of Induction Motors. *IEEE Transactions on Magnetics*, v. 41, n. 5, pp. 1572-1575. 2005.
- [46] MITRAN, I.; BITOLEANU, A.; LINCA, M. Induction Motor Parameters Determination for Iron Losses. *Proceedings of the International Conference on Applied and Theoretical Electricity (ICATE)*, pp. 1-6. 2012.
- [47] MORRIESEN, A.; DESCHAMPS, C. J. Experimental Investigation of Transient Fluid Flow and Superheating in the Suction Chamber of a Refrigeration Reciprocating Compressor. *Applied Thermal Engineering*, v. 41, pp. 61-70. 2012.

- [48] OOI, K. T. Heat Transfer Study of a Hermetic Refrigeration Compressor. *Applied Thermal Engineering*, v. 23, pp. 1931-1945. 2003.
- [49] PERUZZI, F.; BACCI, V.; SCANDURRA, G. EER Improvement on a Reciprocating Hermetic Compressor. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 1-7. 1980.
- [50] POSCH, S.; HOPFGARTNER, J.; HEIMEL, M.; BERGER, E.; ALMBAUER, R.; STANGL, S. Thermal Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor Using Numerical Methods. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, paper 1215. 2016.
- [51] PROCEL; ELETROBRÁS. **Avaliação do Mercado de Eficiência Energética no Brasil. Pesquisa de Posse de Equipamentos e Hábitos de Uso – Ano Base 2005**. Classe Residencial, Relatório Brasil. 2007.
- [52] PROCEL; ELETROBRÁS. **Resultados PROCEL – Ano Base 2014**. 2015.
- [53] RAJA, B.; SEKHAR, S. J.; LAL D. M.; KALANIDHI, A. A Numerical Model for Thermal Mapping in a Hermetically Sealed Reciprocating Refrigerant Compressor. *International Journal of Refrigeration*, v. 26, n. 6, pp. 229-236. 2003.
- [54] RAJAGOPAL, M. S.; SEETHARAMU, K. N.; ASHWATHNARAYANA, P. A. Transient Thermal Analysis of Induction Motors. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, v. 13, n. 1, pp. 62-69. 1998.
- [55] RIBAS JR., F. A. Thermal Analysis of Reciprocating Compressors. *International Conference on Compressors and Their Systems*, London, pp. 277-287. 2007.
- [56] RIBAS JR., F. A.; DESCHAMPS, C. J.; FAGOTTI, F.; MORRIESEN, A.; DUTRA, T. Thermal Analysis of Reciprocating Compressors – A Critical Review. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, paper 1306. 2008.
- [57] RIGOLA, J.; PÉREZ-SEGARRA, C. D.; OLIVA, A. Advanced Numerical Simulation Model of Hermetic Reciprocating Compressors. Parametric Study and Detailed Experimental



- Validation. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 23-30. 2000.
- [58] SADOWSKI, N.; LAJOIE-MAZENC, M.; BASTOS, J. P. A.; FERREIRA DA LUZ, M. V.; KUO-PENG, P. Evaluation and Analysis of Iron Losses in Electrical Machines Using the Rain-Flow Method. *IEEE Transactions on Magnetics*, v. 36, n. 4, pp. 1923-1926. 2000.
- [59] SANVEZZO JR., J.; DESCHAMPS, C. J. A Heat Transfer Model Combining Differential and Integral Formulations for Thermal Analysis of Reciprocating Compressors. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, paper 1343. 2012.
- [60] SCHREINER, J. E. **Desenvolvimento de Metodologias de Simulação para a Análise de Soluções de Gerenciamento Térmico Aplicadas a Compressores Alternativos de Refrigeração**. 2008. 218 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.
- [61] SIM, Y. H.; YOUN, Y.; MIN M. K. A Study on Heat Transfer and Performance Analysis of Hermetic Reciprocating Compressors for Refrigerators. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 229-236. 2000.
- [62] STEPINA, J. **Single-Phase Induction Motors: Construction, Theory and Calculation**. Published by Motorsoft, Inc. 2003.
- [63] TODESCAT, M. L.; FAGOTTI, F.; PRATA, A. T.; FERREIRA, R. T. S. Thermal Energy Analysis in Reciprocating Hermetic Compressors. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 1419-1428. 1992.
- [64] UMANS, S. D. Steady-State, Lumped-Parameter Model for Capacitor-Run, Single-Phase Induction Motors. *IEEE Transactions on Industry Applications*, v. 32, n. 1, pp. 169-179. 1996.
- [65] USSYK, M. S. **Simulação Numérica da Performance de Compressores Herméticos Alternativos**. 1984. 194 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1984.

- [66] VOIGDLENER, T. **Escoamento e Transferência de Calor em Motores Elétricos de Indução**. 2004. 182 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.
- [67] WIESCHE, S. Heat Transfer from a Rotating Disk in a Parallel Air Crossflow. *International Journal of Thermal Sciences*, v. 46. Pp. 745-754. 2006.
- [68] WU, J.; Hu, J.; Chen, A.; Mei, P.; Zhou, X.; Chen, Z. Numerical Analysis of Temperature Distribution of Motor-Refrigerant in a R32 Rotary Compressor. *Applied Thermal Engineering*, v. 95, pp. 365-373. 2016.

## APÊNDICE A PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO MOTOR DE INDUÇÃO

Os motores de indução são máquinas elétricas rotativas alimentadas com corrente alternada, CA, constituídos de dois componentes principais: o estator e o rotor. O estator corresponde à parte estacionária do motor, dotado de enrolamentos pelos quais circulam as CA de alimentação responsáveis pelo acionamento do motor. O rotor é a parte móvel do motor e é acoplada ao eixo de algum sistema para transmissão da potência de eixo.

O motor é dito de indução quando a CA no estator gera um campo magnético que induz uma CA no rotor, assim como em um transformador. Em ambos os componentes, as correntes circulam por enrolamentos. No estator, o número de enrolamentos determina a quantidade de fases do motor e sua distribuição espacial afeta diretamente a característica do campo e a velocidade de giro do motor. Nos motores de indução em questão, os enrolamentos do estator são geralmente alojados em ranhuras perfuradas e distribuídas na periferia interna de um núcleo constituído de várias chapas de aço laminadas e compactas. O rotor é do tipo gaiola de esquilo (*squirrel cage rotor*), nos quais os enrolamentos consistem de barras de alumínio fundidas inseridas em ranhuras perfuradas de um núcleo de chapas, semelhante ao estator. As barras são curto-circuitadas por anéis de alumínio localizados nas duas extremidades do rotor. Em motores de indução, estator e rotor não possuem contato mecânico, sendo separados somente pelo entreferro.

O funcionamento do motor de indução é baseado em dois princípios fundamentais do eletromagnetismo. O primeiro, baseado no experimento de Oersted, afirma que qualquer corrente que percorre um condutor gera um campo magnético. O segundo é a Lei de Faraday e enuncia que uma corrente elétrica é induzida em um condutor sujeito a um campo magnético variável no tempo. A Figura A.1 ilustra dois circuitos elétricos, com o objetivo de exemplificar ambos os princípios. O circuito 1 é alimentado por uma fonte de tensão e é dotado de uma chave comutadora. Quando a chave se encontra fechada, a fonte de tensão promove uma corrente elétrica contínua,  $i_1$  que gera um campo magnético com densidade de fluxo  $B$ , conforme o primeiro princípio. Esse campo não induz corrente no circuito 2, a não ser durante os períodos de abertura e fechamento da chave do circuito 1. Nesses períodos, a corrente  $i_1$  varia, bem como a densidade de fluxo  $B$ , induzindo uma corrente  $i_2$  no circuito 2, conforme a Lei de Faraday.

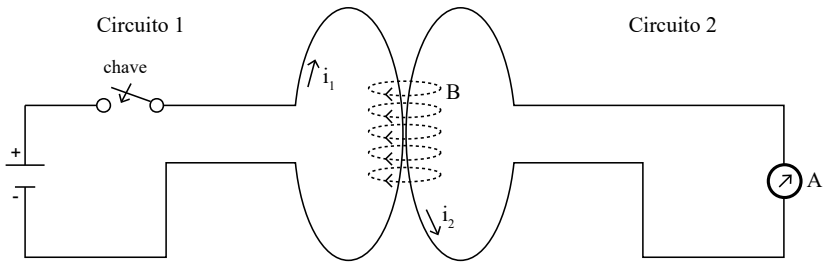


Figura A.1 - Circuitos elétricos: princípio do motor de indução.

Nos motores de indução, as CA's que circulam pelos circuitos ou enrolamentos estatóricos geram um campo magnético girante. Esse campo induz uma CA nos enrolamentos rotóricos que, por sua vez, gera um segundo campo magnético “atrasado” em relação ao primeiro. A tendência de alinhamento dos campos provoca um torque responsável pelo giro do rotor, caracterizando o funcionamento do motor de indução.

Os campos magnéticos girantes de um motor de indução dependem, sobretudo, da distribuição dos enrolamentos entre as ranhuras do estator e da alimentação com tensão alternada. Pode-se mostrar que a força magnetomotriz,  $FMM$ , gerada no entreferro em função das correntes nos enrolamentos possui um comportamento senoidal ao longo da circunferência, com uma componente espacial harmônica fundamental e uma série de componentes harmônicas de ordens superiores. Os projetistas de motores buscam padrões de distribuição dos enrolamentos para minimizar essas componentes de ordem elevada, de modo que a  $FMM$  seja predominantemente composta pela harmônica fundamental, definida pela seguinte expressão:

$$FMM = Fi \cos(P\theta) \quad (A.1)$$

onde  $F$  é uma constante,  $i$  é a corrente no enrolamento,  $P$  é o número de pares de polos magnéticos do enrolamento e  $\theta$  é o ângulo marcado a partir do seu eixo magnético.

A Figura A.2 mostra uma imagem de um motor de dois polos destacando o eixo magnético da fase principal. A Figura A.3 exhibe um esquema de conjunto estator e rotor, destacando o estator com o enrolamento concentrado de passo pleno e as linhas de fluxo magnético decorrentes de excitação provocada pela corrente  $i$ , a qual pode ser escrita como uma variação senoidal:

$$i = I_p \cos(\omega_e t) \quad (\text{A.2})$$

onde  $I_p$  é a amplitude da corrente  $i$  que varia com frequência  $\omega_e (= 2 \pi f_e)$  no tempo  $t$ . Combinando as Equações (A.1) e (A.2), obtém-se a seguinte expressão:

$$FMM = F_{max} \cos(P\theta) \cos(\omega_e t) \quad (\text{A.3})$$

sendo  $F_{max}$  a amplitude da  $FMM$ . Utilizando uma relação trigonométrica<sup>7</sup>, a Equação (A.3) é reescrita, desmembrando a  $FMM$  em duas ondas girantes e progressivas de amplitude igual à metade da amplitude máxima:

$$FMM = \frac{1}{2} F_{max} \cos(P\theta - \omega_e t) + \frac{1}{2} F_{max} \cos(P\theta + \omega_e t) \quad (\text{A.4})$$

As duas parcelas do lado direito da Equação (A.4) são denotadas por  $FMM^+$  e  $FMM^-$ , podendo ser interpretadas como ondas de  $FMM$  se deslocando nos sentidos de  $+\theta$  e  $-\theta$ , respectivamente.

A decomposição da  $FMM$  em duas parcelas girantes de sentidos opostos é um conceito muito importante no princípio de operação dos motores de indução. Para motores trifásicos, com três enrolamentos estáticos, os enrolamentos são simetricamente defasados no espaço, formando ângulos de  $120^\circ$  entre os seus respectivos eixos magnéticos. Da mesma forma, as correntes que circulam pelos enrolamentos são defasadas no tempo, de modo que as ondas negativas (ou reversas) geradas em cada enrolamento se anulam e as ondas positivas (ou diretas) se somam em uma única força progressiva de fluxo.

---

<sup>7</sup>  $\cos \alpha \cos \beta = \frac{1}{2} \cos(\alpha - \beta) + \frac{1}{2} \cos(\alpha + \beta)$

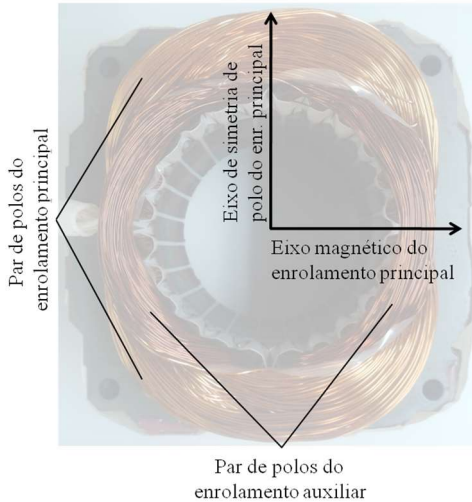


Figura A.2 - Eixos magnético e de simetria de polo do enrolamento principal do estator.

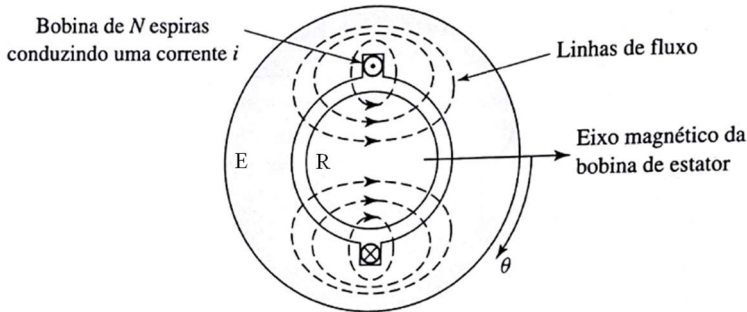


Figura A.3 - Esquema do conjunto estator (E)/rotor (R) (Fitzgerald *et al.*, 2006).

O motor de indução de interesse no presente trabalho é do tipo monofásico, ou seja, que opera apenas com o enrolamento principal do estator acionado. Nessas máquinas, a onda de *FMM* direta produz um torque útil enquanto que a onda reversa provoca um torque contrário pulsante e perdas. Tais malefícios não podem ser totalmente eliminados, como em motores trifásicos, mas podem ser mitigados.

Uma particularidade dos motores monofásicos se deve ao fato de necessitarem de um sistema auxiliar para partida, pois as componentes direta e reversa de *FMM* produzidas por um único enrolamento são iguais e de sentidos opostos e, conseqüentemente, o torque líquido gerado é

nulo. Ao utilizar um dispositivo para partida, como um enrolamento auxiliar, provoca-se um torque adicional em um dos sentidos e, por conseguinte, o giro do rotor. Ao desligar o enrolamento auxiliar, o motor continua operando, pois nessa situação as componentes direta e reversa da *FMM* produzem curvas de torque distintas, semelhantes a de um motor polifásico (Fitzgerald *et al.*, 2006). Em alguns motores de alimentação monofásica, o enrolamento auxiliar continua acionado durante operação, constituindo um motor bifásico.

A Figura A.4 ilustra curvas de torque de um motor monofásico geradas em cada componente da *FMM* em função da velocidade angular, a qual é representada como uma fração da velocidade angular síncrona,  $\omega_s$ . A linha cheia corresponde ao torque líquido, que é a soma dos torques direto e reverso. Percebe-se que quando o motor está em repouso, o torque líquido é zero, o que também ocorre quando a rotação tende à rotação síncrona. A rotação de um motor de indução jamais será igual à rotação síncrona, pois o campo gerado pelo rotor está sempre atrasado em relação ao campo gerado pelo estator, caracterizando o escorregamento do motor.

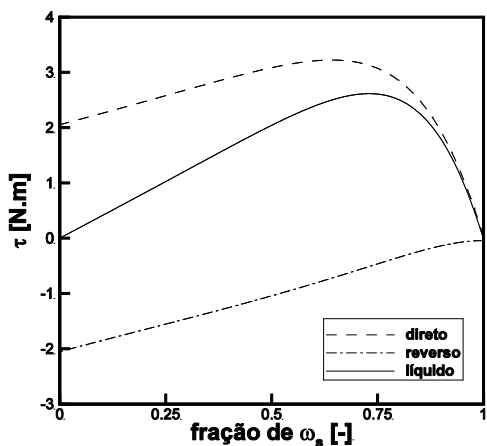


Figura A.4 - Curvas de torques direto, reverso e líquido.

O objetivo desta seção foi apresentar um resumo do conceito dos campos magnéticos girantes, os quais são o alicerce do princípio de operação dos motores de indução e dos modelos elétricos apresentados nesta tese. Para aprofundamento nesse tema, sugere-se a leitura de referências especializadas, como Fitzgerald *et al.* (2006).





## APÊNDICE B TESTES EXPERIMENTAIS

Os modelos integrados foram ajustados e validados com dados experimentais obtidos de testes executados em uma bancada de ciclo quente, apropriada para avaliação de compressores. Nesta sessão, serão descritos a bancada experimental, a instrumentação do compressor, o procedimento de testes e a análise das incertezas de medição.

### B.1 Bancada Experimental

A bancada experimental utilizada para a execução dos testes é denominada de bancada de ciclo quente. Este nome provém do fato de não haver mudança de fase do fluido refrigerante que escoar dentro do sistema, permanecendo somente na fase de vapor superaquecido. Tal particularidade é perfeitamente aceitável, uma vez que o objeto da análise é o compressor, o qual opera predominantemente com fluido refrigerante na fase de vapor superaquecido, mesmo quando inserido em um ciclo de refrigeração. A Figura B.1 ilustra um diagrama  $p-h$  da bancada de ciclo quente sobreposto ao diagrama de um ciclo de refrigeração típico. O ciclo quente é formado pelo caminho 123'1, enquanto que o ciclo de refrigeração é dado por 12341.

Assim sendo, no que diz respeito aos componentes do ciclo de refrigeração, a bancada de ciclo quente é composta por apenas dois deles, o compressor e o dispositivo de expansão. Equipamentos adicionais são conectados à bancada para medição e controle de parâmetros. As medições de interesse em uma bancada de ciclo quente compreendem as pressões de descarga e sucção, a vazão mássica de gás refrigerante, a potência elétrica consumida pelo compressor e as temperaturas de retorno<sup>8</sup> do gás e do ambiente. Dentre esses parâmetros, as pressões e as temperaturas de retorno e ambiente são controladas, de forma a garantir a manutenção da condição de operação do compressor durante o teste. A Figura B.2 ilustra um esquema do circuito térmico da bancada de ciclo quente e a Figura B.3 mostra uma foto da bancada. Uma lista com os principais equipamentos da bancada é exibida na Tabela B.1.

---

<sup>8</sup> Temperatura de retorno é o termo técnico utilizado para a temperatura do gás no passador de sucção, localizado na entrada do compressor.

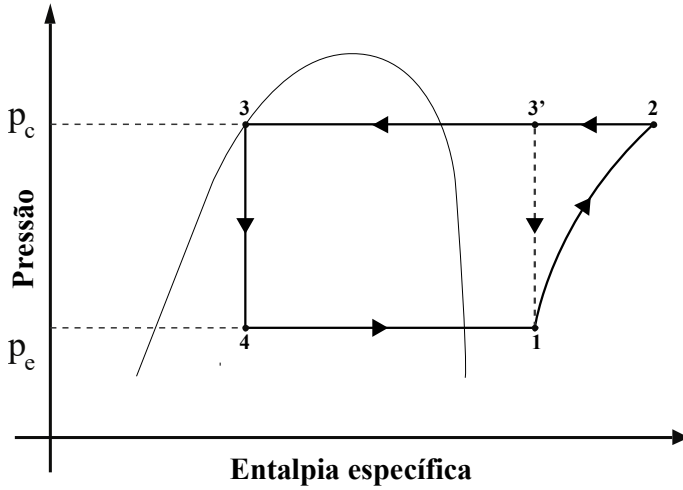


Figura B.1 - Diagrama  $p-h$  do ciclo de refrigeração e do ciclo quente.

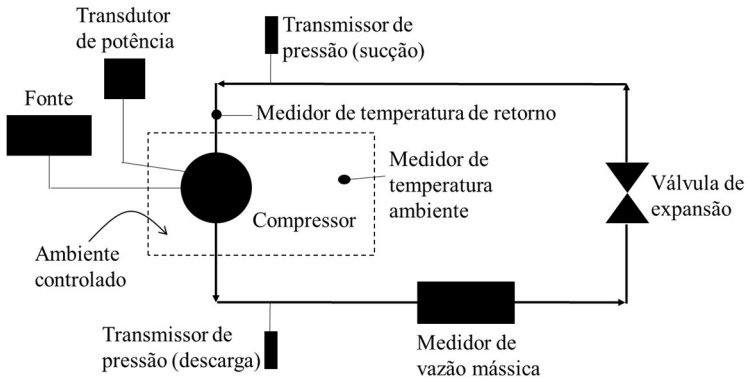


Figura B.2 - Esquema do circuito térmico da bancada de ciclo quente.



Figura B.3 - Bancada de ciclo quente.

Tabela B.1 - Lista dos principais equipamentos da bancada de ciclo quente.

<b>Equipamento</b>	<b>Fabricante</b>	<b>Modelo</b>	<b>Precisão</b>
Transmissor de pressão	Wika	P10-sucção P30-descarga	$\pm 0,05\%$ FE <sup>9</sup>
Medidor de vazão mássica (Coriolis)	Micromotion	CMF010	$\pm 0,35\%$ + $\pm 0,20\%$
Wattímetro digital	Yokogawa	WT230	$\pm 0,15\%$
Fonte de tensão	Agilent	6812B	$0,03\%$ + 100mV

Para finalizar a descrição da bancada experimental, apresenta-se um breve relato sobre a aquisição de sinais. O sistema de aquisição de sinais empregado no presente trabalho é fabricado pela empresa National Instruments (NI). O software utilizado é o Labview 9, também fornecido pela mesma empresa. As rotinas empregadas para aquisição e controle já

<sup>9</sup> Fundo de escala.

foram implementadas e testadas, algumas na EMBRACO e outras no POLO. Os componentes do sistema de aquisição compreendem:

- Uma placa de aquisição NI PCI-6259 com resolução de 16 bits, contendo 32 canais de entrada de dados analógicos;
- Um chassis para acomodação de módulos, modelo SCXI 1000;
- Módulos condicionadores de sinais de 32 canais, com filtro passa baixa de 2Hz e amplificador com ganho de 100 para sinais menores que 100 mV, modelo SCXI 1102;
- Blocos conectores modelo SCXI 1303 responsáveis pela interface sensores/módulos, contendo sensor de temperatura para compensação de junta fria. Os sinais referentes às medições de temperatura, potência e vazão mássica são adquiridos via SCXI 1303;
- Um microcomputador para armazenamento e tratamento de dados.

## B.2 Instrumentação do Compressor

Além das medições realizadas na própria bancada de ciclo quente, são necessárias medições de temperatura em componentes do compressor. Tais medições foram realizadas com termopares do tipo T instalados nos seguintes componentes: linha de sucção (SL), entrada do filtro de sucção (MI), câmara de sucção (SC), ambiente interno (IE), parede do cilindro (W), câmara de descarga (DC), linha de descarga (DL), motor (M), carcaça (H) e óleo lubrificante (O). A Figura B.4 exibe uma imagem em corte do compressor e os pontos de temperatura, exceto para o motor.

O motor é o principal objeto de estudo desta tese. Ele foi instrumentado com 16 termopares, de modo a verificar a existência de gradientes térmicos. Todos os termopares foram instalados no estator, pois o rotor é um componente móvel, o que dificulta sua instrumentação com sensores convencionais. Dos 16 termopares instalados, 12 foram alojados nos enrolamentos principal e auxiliar, metade em cada, e dispostos da seguinte forma: 4 na cabeça de bobina superior, 4 na cabeça de bobina inferior e 4 no enrolamento dentro das ranhuras. Os 4 termopares restantes foram instalados no núcleo, um em cada superfície lateral. A Figura B.5 mostra um esquema do estator com destaque para alguns pontos de instalação de termopares. A Figura B.6 ilustra fotos do estator instrumentado, com destaque para os termopares nas ranhuras do

estator. A fixação dos termopares no compressor foi feita com uma cola especial que apresenta boa resistência mecânica, suporta alta temperatura e não reage com o óleo lubrificante do compressor.

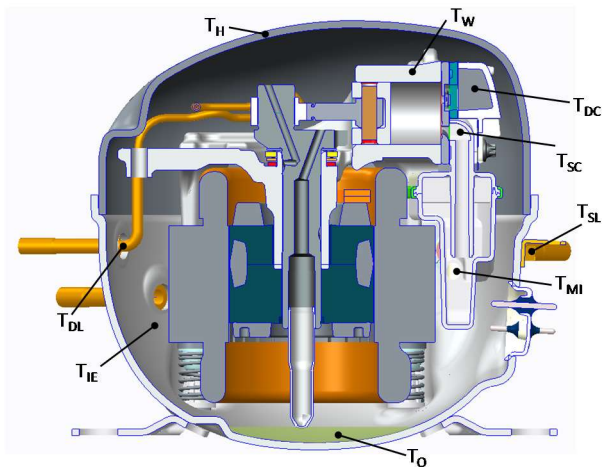


Figura B.4 - Pontos de medição de temperatura no compressor.

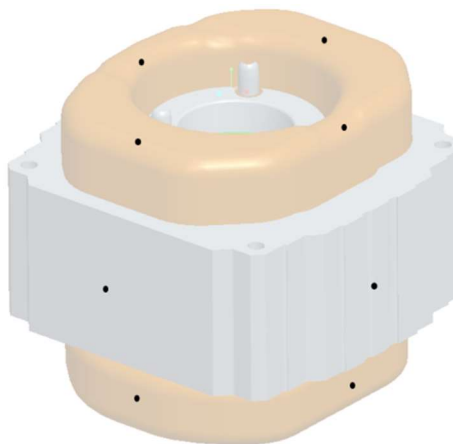


Figura B.5 - Alguns pontos de medição de temperatura no estator.

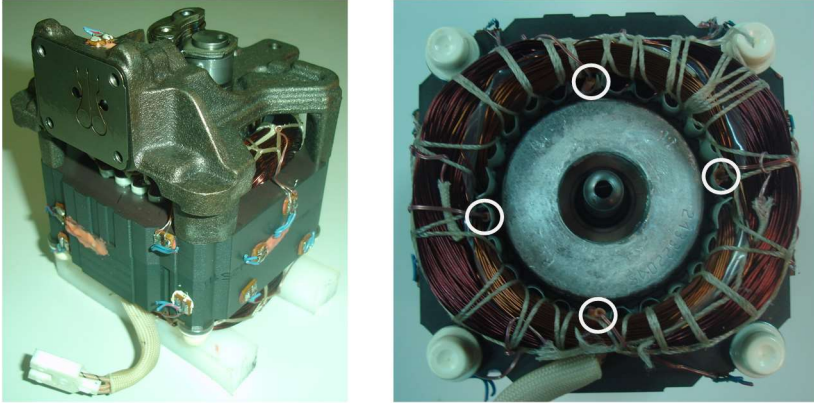


Figura B.6 - Fotos do compressor: destaque para os termopares inseridos nas ranhuras do estator.

A Tabela B.2 mostra dados experimentais de temperatura no motor, incluindo média e incerteza expandida com 95% de confiança estatística, para a condição de operação  $-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$ . A temperatura média do motor é calculada com base em uma ponderação no volume dos componentes.

### B.3 Procedimento de Teste

O primeiro passo na realização de um teste é submeter o compressor e a tubulação da bancada a um nível de vácuo adequado, removendo ar, umidade e qualquer outro contaminante do sistema. Depois disso, uma quantidade de carga de refrigerante é adicionada ao sistema e o compressor é acionado. O teste é executado até que o compressor atinja uma condição de estabilidade térmica. O critério estabelecido é tal que nenhuma temperatura medida deve variar mais do que  $1^{\circ}\text{C}$  dentro de um intervalo de 1 hora. Depois que o critério de estabilidade é atingido, o teste é estendido por mais 15 minutos, para aquisição dos dados de vazão mássica, potência elétrica e temperaturas. Devido à elevada inércia térmica das partes sólidas, o tempo necessário de cada teste é de aproximadamente 4 horas.

Tabela B.2 - Medições de temperatura no estator na condição -23,3°C/54,4°C.

<b>Posição</b>	<b>Termopar</b>	$\bar{T}$	$U(T)_{95\%}$
<b>Núcleo</b>	#1	84,6°C	±1,6°C
	#2	89,0°C	±1,4°C
	#3	87,1°C	±1,9°C
	#4	88,5°C	±1,5°C
	<b>Média</b>	<b>87,3°C</b>	<b>±1,6°C</b>
<b>Enrolamentos (Ranhuras)</b>	#1	<sup>10</sup>	-
	#2	89,5°C	±1,6°C
	#3	90,1°C	±1,6°C
	#4	89,3°C	±1,9°C
	<b>Média</b>	<b>89,6°C</b>	<b>±1,7°C</b>
<b>Enrolamentos (Cabeças de bobina)</b>	#1	89,8°C	±1,6°C
	#2	91,0°C	±1,3°C
	#3	89,4°C	±1,6°C
	#4	91,1°C	±1,7°C
	#5	86,4°C	±1,6°C
	#6	89,6°C	±2,0°C
	#7	91,3°C	±1,6°C
	#8	87,1°C	±1,6°C
<b>Média</b>	<b>89,5°C</b>	<b>±1,8°C</b>	
<b>Média final</b>		<b>87,8°C</b>	<b>±1,6°C</b>

<sup>10</sup> Termopar com defeito.

## B.4 Análise das Incertezas de Medição

Nesta seção, será apresentada a análise das incertezas associadas às medições de temperatura, eficiência volumétrica e eficiência isentrópica.

A incerteza padrão da temperatura é uma combinação das incertezas devido à precisão do sistema de aquisição,  $SA$ , e à repetitividade das medições,  $RE$ , relacionadas como variáveis independentes:

$$u(T) = \sqrt{u^2(SA) + u^2(RE)} \quad (\text{B.1})$$

A incerteza associada ao sistema de aquisição foi estimada em 30  $\mu\text{V}$ , que corresponde a 0,4°C. A incerteza devido à repetitividade das medições é calculada a partir do desvio padrão,  $s$ :

$$u(RE) = \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (\text{B.2})$$

onde  $n$  representa o número de repetições, igual a 4. Uma vez determinada a incerteza combinada da temperatura, a incerteza expandida é calculada considerando um intervalo de confiança de 95%:

$$U(T) = u(T)t_{95\%} \quad (\text{B.3})$$

em que  $t$  denota o coeficiente de Student correspondente ao número de graus de liberdade efetivos,  $\nu$ , determinado com a relação de Welch-Satterthwaite (Coleman e Steele, 1999):

$$\nu_T = \frac{u^4(T)}{\frac{u^4(SA)}{\nu_{SA}} + \frac{u^4(RE)}{\nu_{RE}}} \quad (\text{B.4})$$



O número de graus de liberdade referente à precisão do sistema de aquisição,  $\nu_{SA}$ , é assumido como infinito e o número de graus de liberdade devido à repetitividade,  $\nu_{RE}$ , é igual a  $n-1$ , ou seja, 3. Todas as medições de temperatura do motor se mostraram dentro de uma faixa de incerteza expandida de  $\pm 2^\circ\text{C}$  (Tabela B.2), com 95% de confiança estatística.

As eficiências volumétrica e isentrópica são grandezas medidas indiretamente. Portanto, as incertezas associadas a essas grandezas são calculadas a partir das incertezas de medição de vazão mássica e potência elétrica consumida, conforme:

$$u(\eta_v) = \sqrt{\left(\frac{\partial\eta_v}{\partial\dot{m}}\right)^2 u^2(\dot{m}) + \left(\frac{\partial\eta_v}{\partial\dot{m}_{th}}\right)^2 u^2(\dot{m}_{th})} \quad (\text{B.5})$$

$$u(\eta_s) = \sqrt{\left(\frac{\partial\eta_s}{\partial\dot{m}}\right)^2 u^2(\dot{m}) + \left(\frac{\partial\eta_s}{\partial\dot{W}}\right)^2 u^2(\dot{W}) + \left(\frac{\partial\eta_s}{\partial\Delta h}\right)^2 u^2(\Delta h)} \quad (\text{B.6})$$

onde as derivadas parciais são avaliadas utilizando as Equações (1.1) e (1.2). Como a vazão ideal,  $\dot{m}_{th}$ , e a diferença de entalpia,  $\Delta h$ , são constantes, as incertezas associadas a esses termos são nulas. As incertezas combinadas da vazão e da potência são calculadas com base nas incertezas padrão do equipamento,  $u(EQ)$ , e da repetitividade:

$$u(\phi) = \sqrt{u^2(EQ) + u^2(RE)} \quad (\text{B.7})$$

em que  $\phi$  representa tanto  $\dot{m}$  quanto  $\dot{W}$ . A incerteza do equipamento corresponde à precisão informada pelo fabricante no manual. Uma vez determinadas as incertezas padrão, as incertezas expandidas das eficiências volumétrica e isentrópica são calculadas utilizando relações análogas às Equações (B.3) e (B.4):

$$U(\psi) = u(\psi)t_{95\%} \quad (\text{B.8})$$

$$v_{\psi} = \frac{u^4(\psi)}{\frac{u^4(EQ)}{v_{EQ}} + \frac{u^4(RE)}{v_{RE}}} \quad (\text{B.9})$$

onde  $\psi$  representa ambos  $\eta_v$  e  $\eta_s$ . As incertezas expandidas das medições de eficiência volumétrica e isentrópica atingem valores máximos de 1% com 95% de confiança estatística.